

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

СПРАВОЧНИК ПО ТЕПЛООБМЕННИКАМ

ТОМ
2

ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

СПРАВОЧНИК ПО ТЕПЛООБМЕННИКАМ

В двух томах

ТОМ
2

Перевод с английского под редакцией
доктора технических наук
О. Г. МАРТЫНЕНКО,
доктора технических наук
А. А. МИХАЛЕВИЧА,
кандидата технических наук
В. К. ШИКОВА



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1987

ББК 31.31
С 74
УДК 66.045(035.5)

Рецензент: О. Г. Мартыненко

ННН
HEAT EXCHANGER
DESIGN
HANDBOOK

3

Thermal
and hydraulic
design of heat
exchangers

Contributors

Kenneth J. Bell
D. Chisholm
Anthony Cooper
A. R. Guy
A. C. Mueller
P. Paikert
J. W. Palen
W. R. Penney

D. Reay
E. U. Schlünder
J. R. Singham
R. A. Smith
J. Taborek
J. S. Truelove
J. Dennis Usher
R. L. Webb

ННН
HEAT EXCHANGER
DESIGN
HANDBOOK

4

Mechanical
design of heat
exchangers

Contributors

J. M. Chenoweth
D. Chisholm
R. C. Cowie
D. Harris
A. Illingworth
J. F. Lancaster
M. Morris

I. Murray
C. North
C. Ruiz
E. A. D. Saunders
K. V. Shipes
J. Dennis Usher
R. L. Webb

ННН
HEAT EXCHANGER
DESIGN
HANDBOOK

5

Physical
properties

Contributors

D. K. Edwards
P. E. Liley
R. N. Maddox
Robert Matavosian
S. F. Pugh
M. Schunck
K. Schwieler
Z. P. Shulman

Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2 /
С 74 Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко и др.— М.: Энергоатомиздат, 1987.— 352 с.: ил.

Справочник содержит лаконичное и точное изложение классических основ теории теплообмена и современных методов расчета и проектирования теплообменной аппаратуры самого различного назначения. Подготовлен международным коллективом ученых из Великобритании, СССР, США, ФРГ, Франции.

Во втором томе изложены вопросы теплового и гидравлического расчета теплообменников, а также представлены необходимые для проектирования сведения о теплофизических свойствах теплоносителей.

Для специалистов, занимающихся исследованием процессов теплообмена, инженеров-теплотехников, связанных с расчетом, конструированием и эксплуатацией теплообменных устройств, а также студентов вузов.

С 2303010000-340
051[01]-87 197-86

ББК 31.31

СПРАВОЧНИК ИЗДАНИЯ

СПРАВОЧНИК ПО ТЕПЛООБМЕННИКАМ

Том 2

Редактор издательства Э. К. Биленко

Художественные редакторы А. Т. Кирьянов, Г. И. Панфилова

Технический редактор Н. П. Собакин

Корректор И. А. Воядяева

ИБ № 1347

Сдано в набор 18.06.86 Подписано в печать 06.03.87 Формат 84×108^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 36,96 Усл. кр.-отт. 36,96 Уч.-изд. л. 53,31 Тираж 20 000 экз. Заказ 845 Цена 3 р. 20 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Набрано в ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первой Образцовой типографии» имени А. А. Жданова Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Вавочная, 28

Отпечатано с матриц во Владимирской типографии Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли 600 000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7

© Hemisphere Publishing Corporation, 1983

© Перевод на русский язык. Энергоатомиздат, 1987

Тепловой и гидравлический расчет теплообменников

ВВЕДЕНИЕ

Белл

Широкое распространение явлений теплообмена в энергетике, промышленности, транспорте, а также в процессах взаимодействия с окружающей средой [потребовало большого количества конструкций теплообменных аппаратов. Эти конструкции в каждом конкретном случае должны обеспечивать оптимальное сочетание тепловой эффективности, удобства эксплуатации, по возможности малых капиталовложений и эксплуатационных расходов. Все схемы потоков и процессы теплообмена, изложенные в т. 1, ч. 2, встречаются в том или ином типе теплообменников, которые рассматриваются в этой части. Однако здесь наибольшее внимание уделено влиянию различных конструктивных особенностей на теплогидравлические характеристики и тепловое взаимодействие двух потоков, разделенных поверхностью теплообмена.

Каждый из разделов этой части имеет свою собственную структуру, наиболее удобную для практического пользования, при этом большинство из них содержит следующие материалы:

- описание элементов и особенностей конструкции, которые непосредственно влияют на теплогидравлические характеристики;

- учет влияния этих особенностей в соответствующих основных расчетных зависимостях, приведенных в т. 1, ч. 2, и корректировка этих зависимостей;

- критериальные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи и потерь давления для каждого потока с последующим расчетом коэффициентов теплопередачи с учетом термического сопротивления стенок и отложений для определения требуемой теплообменной поверхности или объема теплообменника;

- анализ применимости различных типов теплообменников и выбор их конструктивных и рабочих параметров.

В разд. 3.1 рассмотрены некоторые основные уравнения, включающие формулы для расчета средней разности температур. Сформулированы критерии выбора и проектирования типа теплообменников. Описана последовательность расчета теплообменных аппаратов как с применением ЭВМ, так и «вручную» по приближенным соотношениям. Приведены приближенные методы расчета кожухотрубных теплообменников.

Раздел 3.2 посвящен теплообменникам типа «труба в трубе». Детальное описание методов расчета кожухотрубных теплообменников при однофазных течениях в межтрубном пространстве изложено в разд. 3.3.

Раздел 3.4 посвящен в основном применению и расчету конденсаторов кожухотрубного типа. Но обсуждается также применение конденсаторов других конструкций.

В разд. 3.5, 3.6 рассматриваются парогенераторы кожухотрубного типа. В разд. 3.5 основное внимание уделено испарителям и ректификационным установкам, а в разд. 3.6 — парогенераторам.

В разд. 3.7 представлены пластинчатые теплообменники, интерес к которым из-за компактности и малой массы неуклонно растет.

Раздел 3.8 посвящен воздухоохлаждаемым теплообменникам и конденсаторам, область применения которых все более расширяется. Это связано с тем, что водяное охлаждение становится все более затруднительным и воздух становится основной средой для отвода теплоты.

Компактные (матричные, или пластинчато-ребристые теплообменники) рассматриваются в разд. 3.9 с акцентом на применение в криогенной технике.

В разд. 3.10 описываются тепловые трубы, которые появились сравнительно недавно, и область их применения еще недостаточно определена. Поэтому этот раздел снабжен обширной библиографией.

Печи и общее рассмотрение процессов горения представлены в разд. 3.11. Градири (сброс теплоты при достаточном количестве охлаждающей воды) обсуждаются в разд. 3.12.

Раздел 3.13 посвящен всем типам сушильных устройств и содержит как практические рекомендации по выбору конструкций, так и расчетные зависимости.

Перечисленные выше разделы не исчерпывают всех видов теплообменного оборудования, используемого на практике. В настоящее время большие усилия направлены на дополнение этого руководства недостающими материалами.

В заключение следует отметить, что, по мнению авторов, представленные в руководстве расчетные методы являются наилучшими из известных в доступной литературе и могут применяться без использования ЭВМ. Для многих, если не для большинства, случаев существуют лучшие (в смысле точности) методы для расчета, но они обычно являются частной собственностью и основаны на применении больших ЭВМ. Если для потребителя абсолютная точность расчета имеет важное значение, эти методы или программы для ЭВМ необходимо использовать, несмотря на расходы. Следует, однако, учитывать, что даже самые лучшие методы расчета дают большой разброс в результатах. Представленные здесь методы применимы в большинстве случаев. В конечном счете потребитель сам решает вопрос о достоверности получаемых по различным методам результатов.

Раздел 3.1

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Белл

3.1.1. Основные понятия

В этой части руководства излагаются принципы и методы теплогидравлического расчета теплообменников различных конструкций, по возможности рассматриваются методы, которые могут применяться без использования вычислительной техники (ручной расчет) или с помощью малых ЭВМ с блоками программирования. Кроме того, приводится последовательность расчета, применяемая при разработке программ для больших ЭВМ.

В этой главе содержатся общие понятия, данные и положения, которые будут встречаться по всей ч. 3. Некоторые материалы в соответствующих разделах справочника рассматриваются более подробно и приводятся здесь только из соображений последовательности изложения и ссылок на литературу.

А. Коэффициенты теплоотдачи. Понятие коэффициента теплоотдачи α как коэффициента пропорциональности между тепловыми потоком q и температурным напором ΔT лежит в основе большинства методов расчета теплообменников. Коэффициент теплоотдачи — всего лишь удобный параметр при составлении уравнений для расчета. В ряде процессов теплопереноса (таких, как пузырьковое кипение и естественная конвекция) α зависит от разности температур и поэтому на первый взгляд применяться в этих случаях¹ не может. Тем не менее удобство его использования и отсутствие приемлемых альтернатив, по крайней мере, для расчетов без применения ЭВМ приводит к тому, что понятие коэффициента теплоотдачи часто применяется и в этих случаях.

Основное преимущество использования α для количественного описания интенсивности теплоотдачи заключается в том, что с помощью значений α для двух различных обменивающихся теплотой потоков можно связать локальную интенсивность теплопередачи с локальной разностью температур между потоками. Для наиболее общего случая теплопередачи между двумя теплоносителями, разделенными цилиндрической стенкой с загрязненными с обеих сторон поверхностями коэффициент теплопередачи U^* выражается через коэффициенты теплоотдачи теплоносителей и другие параметры системы следующим образом:

$$U^* = 1 / \{ (1/\alpha_i) (A^*/A_i) + R_{fi} (A^*/A_i) + [A^* \ln (D_o/D_i) / 2 \times \times \pi L \lambda_w] + R_{fo} (A^*/A_o) + (1/\alpha_o) (A^*/A_o) \}, \quad (1)$$

где индексы i и o относятся к теплоносителям и поверхностям внутри и снаружи трубы соответственно; R_f — термическое сопротивление отложений на поверхности теплопередачи (загрязнений, продуктов коррозии, органических соединений и т. д.); A^* — площадь любой удобной для расчета поверхности; U^* — коэффициент теплопередачи, приведенный к этой поверхности. В качестве расчетной поверхности чаще используется наружная теплопередающая поверхность A_o . В любом случае (1) до некоторой степени можно упростить. Однако важно отметить, что расчетной может быть любая поверхность и для нее можно однозначно определить соответствующий коэффициент теплопередачи. Связь площадей этих поверхностей, приведен-

ных к удобным для расчета поверхностям, и соответствующих им коэффициентов записывается в виде

$$U^* A^* = U_o A_o = U_i A_i. \quad (2)$$

Уравнение, аналогичное (1), можно записать для произвольных поверхностей (включая развитые, многослойные стенки и т. д.).

В. Основное расчетное уравнение. Локальная интенсивность теплопередачи связана с локальной разностью температур между двумя потоками соотношением

$$dQ = U^* (T_h - T_c) dA^*, \quad (3)$$

где T_h и T_c — локальные температуры горячего и холодного потоков соответственно.

Уравнение (3) применимо к стационарным режимам. Хотя при нормальной работе большинства теплообменников стационарные условия редко выполняются строго, количество передаваемой теплоты настолько превышает аккумуляцию теплоты самим теплообменником, что допущение о стационарности приемлемо. Некоторые теплообменники работают преимущественно в переходных режимах, и к их анализу нужен иной подход.

Обычно задача расчета заключается в определении общей поверхности теплообменника, требуемой для передачи количества теплоты Q_T . Уравнение (3) может быть проинтегрировано следующим образом:

$$A^* = \int_0^{Q_T} \frac{dQ}{U^* (T_h - T_c)}. \quad (4)$$

Интеграл в принципе можно определить, используя уравнения теплового баланса и теплопередачи. В общем случае для теплообмена при фазовых превращениях необходимо также использовать уравнения гидродинамики и баланса массы, хотя это и не всегда делается на практике. Наконец, при многокомпонентных фазовых превращениях необходимы уравнения локального фазового равновесия.

Алгоритм решения (4) будет зависеть как от вида процессов теплообмена, так и от взаимной ориентации потоков в теплообменнике. Но смело можно утверждать, что только в редких случаях решение (4) возможно без применения вычислительной техники. Для повседневных задач вполне можно применять малые ЭВМ, на которых возможно программирование. В основном, однако, интегрирование (4) можно выполнить на ЭВМ по быстродействующим стандартным программам расчета теплообменников. Для большинства теплообменников процедура расчета может быть существенно упрощена.

С. Понятие средней разности температур. Если принять ряд упрощающих допущений, то (4) можно проинтегрировать аналитически. Результаты, приведенные ниже, основываются на понятии средней разности температур $\Delta \bar{T}$. Подробно этот подход рассмотрен в разд. 1.5, т. 1, но основные положения изложены ниже.

Были приняты следующие основные допущения:

любая часть потока, поступающего в теплообменник, в одинаковой степени участвует в теплообмене с поверхностью. Это означает, что если какая-либо часть потока проходит мимо теплообменной поверхности, то понятие $\Delta \bar{T}$ нельзя применять, по крайней мере, в его обычном смысле;

теплообменник работает в стационарном режиме;

¹ Пузырьковое кипение и естественная конвекция далеко не исчерпывают процессов теплопередачи, для которых понятие коэффициента теплоотдачи, строго говоря, не имеет физического смысла. К ним следует добавить также конденсацию (особенно в присутствии неконденсируемых компонентов) и другие сложные процессы теплообмена, сопровождающиеся массообменом, химическими реакциями и т. д. (Примеч. ред.)

теплоемкости каждого теплоносителя постоянны. Этому допущению удовлетворяет изотермический фазовый переход (например, конденсация чистого пара с пренебрежимо малым падением давления), который соответствует случаю бесконечной теплоемкости, что существенно упрощает все расчеты;

коэффициент теплопередачи постоянен по всей поверхности;

потери теплоты в окружающую среду или приток теплоты из среды пренебрежимо малы;

продольным тепловым потоком можно пренебречь;

схема движения потоков представляет собой либо чистый проток, либо чистый противоток.

При этих предположениях в результате интегрирования (4) (см. § 1.3.1, т. 1) получим

$$\Delta T_{LM} = \frac{Q_T}{U^*}, \quad (5)$$

причем для противотока

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln [(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]}, \quad (6)$$

для прямотока

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln [(T_{h,i} - T_{c,i}) / (T_{h,o} - T_{c,o})]}. \quad (7)$$

В большинстве теплообменников схемы движения теплоносителя не являются чисто проточными или противоточными, а представляют собой сочетание из этих двух направлений или даже перекрестный ток. Как правило, в этих случаях (4) также можно проинтегрировать аналитически и получить

$$A^* = \frac{Q_T}{U^* \Delta T_{LM}} = \frac{Q_T}{U^* \Delta T_M}, \quad (8)$$

причем ΔT_{LM} определяется по (6), F зависит от направления потока и значений следующих параметров:

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (9)$$

и

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}. \quad (10)$$

Для некоторых наиболее важных конструкций теплообменников диаграммы и уравнения для расчета F представлены в разд. 1.5, т. 1.

Приведенные выше уравнения, очевидно, представляют собой наиболее простые соотношения для расчета. Однако могут возникнуть существенные ошибки при использовании понятия средней разности температур $\Delta \bar{T}$ в условиях, когда не выполняются допущения. Определенные классы задач по расчету некоторых теплообменников (таких, как вертикальные термосифонные испарители и многокомпонентные или парциальные конденсаторы) не укладываются в рамки упрощающих предположений даже приближенно, и для них необходимо интегрировать основное уравнение численно. Дополнительное обсуждение методов, основанных на применении величин U и ΔT , приведено в § 2.1.2, 2.1.3, т. 1.

3.1.2. Типы теплообменников

А. Выбор принципиальной конструкции теплообменника. Наиболее важным этапом в проектировании теплообменного оборудования является выбор типа конструкции для конкретного практического случая. Конструктору на самой ранней стадии проектирования следует проанализировать существующие типовые конструкции и выбрать

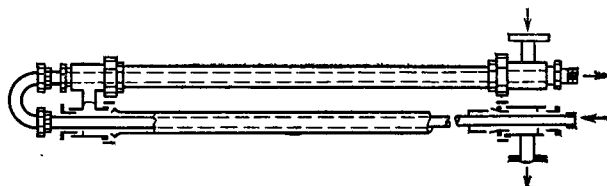


Рис. 1. Теплообменник «труба в трубе»

наиболее приемлемую. Если окончательное решение не может быть принято, то, по-видимому, экономически оправдано рассмотрение нескольких более или менее подходящих типов оборудования, по крайней мере, на первой стадии проектирования.

Одними из условий, которые должны быть выполнены при выборе принципиальной конструкции, являются полнота и точность методов расчета. Поэтому на практике кожухотрубным теплообменникам, для расчета которых существуют достаточно надежные методы, часто отдается предпочтение перед другими типами конструкций с более эффективными, но не имеющими надежных методов расчета.

В. Теплообменники типа «труба в трубе». Типичный теплообменник «труба в трубе» показан на рис. 1. Его особенность заключается в том, что он состоит из одной трубы, размещенной концентрически в другой большего диаметра с соответствующими патрубками на концах для подвода теплоносителей от одной секции к другой. Внутренняя труба может иметь продольные ребра, приваренные к ней изнутри или снаружи для увеличения поверхности теплообмена со стороны потока с более низким коэффициентом теплоотдачи. Для выполнения условий ограничения перепада давления по каждому потоку и применимости понятия средней разности температур секции теплообменника «труба в трубе» могут быть соединены последовательно или параллельно.

Теплообменники типа «труба в трубе» используются в основном для нагрева или охлаждения теплоносителя в тех случаях, когда требуются небольшие поверхности теплообмена (обычно до 50 м²). Они также могут использоваться в процессах, сопровождающихся частичным кипением или конденсацией теплоносителя. Преимущество теплообменника «труба в трубе» заключается в разнообразии компоновок, и, кроме того, они могут быть быстро собраны из стандартных элементов на месте монтажа. При необходимости поверхность теплообмена может быть увеличена за счет установки дополнительных секций. Подходящим выбором конструкции входных и выходных патрубков можно обеспечить эффективную очистку поверхностей теплообмена по обоим сторонам. Можно просто выполнять контроль распределения потоков теплоносителя по каждому каналу теплообменника, что особенно важно при охлаждении вязких жидкостей, когда в случае необходимости один насос может быть установлен для группы теплообменников. Главными недостатками теплообменников «труба в трубе» являются большой объем и стоимость на единицу поверхности теплообмена. Расчеты теплообменников «труба в трубе» изложены в разд. 3.2.

С. Кожухотрубные теплообменники. Типичный кожухотрубный теплообменник показан на рис. 2. Этот вид теп-

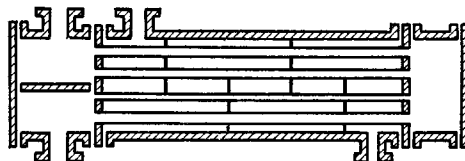


Рис. 2. Схема кожухотрубного теплообменника с фиксированной трубной доской

лообменника в различных модификациях наиболее широко используется в промышленности в качестве основной конструкции. В кожухотрубных теплообменниках достигаются достаточно большие отношения теплообменной поверхности к объему и массе. Размеры поверхности теплообмена легко можно варьировать в широких пределах, конструкция имеет достаточную прочность и выдерживает нормальные нагрузки при сборке, перевозке и монтаже теплообменника, а также внутренние и внешние напряжения в обычных условиях эксплуатации. Очистка кожухотрубного теплообменника не вызывает затруднений, а его элементы, наиболее подверженные коррозии, — прокладки и трубы — легко могут быть заменены. Конструктивные особенности позволяют применять этот тип почти во всех случаях, включая предельно низкие или высокие температуры и давления, большие градиенты температур, при испарении и конденсации и использовании сильно загрязненных и коррозионно-активных теплоносителей. Методы расчета и технология изготовления таких теплообменников широко известны.

В разд. 3.3 описаны методы расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве, в разд. 3.4 — теплообмен при конденсации и в разд. 3.5 и 3.6 — применение и расчет кожухотрубных парогенераторов и испарителей.

Трубы являются основным элементом, обеспечивающим теплопередачу между теплоносителем, протекающим внутри труб и в межтрубном пространстве. Трубы могут быть либо гладкими, либо с невысокими ребрами снаружи для увеличения отношения A_o/A_i . В последнем случае наружный диаметр ребра выбирается немного меньше, чем наружный диаметр неоребранных концов труб, что позволяет вставлять оребранные трубы через отверстия в трубной доске. Трубы закрепляются в трубных досках на каждом конце (за исключением U-образных труб, которые закрепляются только в одной трубной доске). Трубы либо развальцовываются в трубной доске, либо привариваются к ним снаружи. В некоторых случаях при низких давлениях трубы просто вставляются в отверстия в трубных досках.

Трубная доска представляет собой металлический диск, в котором имеются отверстия для труб, элементов уплотнений, дистанционирующих решеток и крепежных болтов, если трубная доска привинчивается к фланцу кожуха (трубная доска может быть также приварена к кожуху).

Кожух имеет вид цилиндра, внутри которого помещены трубы и циркулирует теплоноситель. Он обычно изготавливается вальцовкой металлического листа соответствующего размера и сваркой продольным швом. Кожух малого диаметра (до 0,6 м) можно изготовить из трубы, обрезав ее до желаемой длины. Форма этих кожухов, как правило, более близка к цилиндрической, чем форма кожухов, изготовленных вальцовкой стального листа.

Теплоноситель поступает в кожух через входной патрубок и выходит через выходной. Чаще всего патрубки изготавливаются из стандартных труб, которые привариваются к кожуху. Там, где требуются малые потери давления, равномерное распределение теплоносителя или защита от коррозии, применяются специальные конструкции. В тех случаях, когда в межтрубное пространство подается двухфазный поток или насыщенный пар, внутри кожуха за входным патрубком могут быть установлены отражающие пластины, имеющие несколько большие размеры, чем сечение патрубка.

Распределение теплоносителя по трубам осуществляется через коллекторы и патрубки. Поскольку теплоноситель, протекающий через трубы, в большей степени способствует коррозии, эти элементы могут быть изготовлены из сплавов или низкоуглеродистых сталей с наплавленным или нанесенным взрывом покрытием. Крышки сборного и распределительного коллекторов прикрепляются таким образом, чтобы обеспечить без повреждений осмотр трубной доски и труб. Для теплоносителя, текущего по тру-

бам, могут быть использованы вместо коллекторов заворачивающиеся крышки с боковыми патрубками.

Важным элементом большинства кожухотрубных теплообменников является набор перегородок. Они предохраняют трубы от изгиба и вибрации, а также направляют поток поперек труб для улучшения теплоотдачи (и, как следствие, увеличивают перепад давления).

Сегментные перегородки являются наиболее простым вариантом конструкции. Основные требования к перегородкам заключаются в том, чтобы все трубы были одинаково зафиксированы и чтобы последующие перегородки частично перекрывали, по крайней мере, один полный ряд труб для обеспечения достаточной жесткости трубного пучка.

Существенными элементами конструкции большинства кожухотрубных теплообменников являются крепежные детали, дистанционирующие устройства, уплотняющие планки (или стержни) и, конечно, прокладки.

Д. Пластинчатые теплообменники. Существуют три различные конструкции пластинчатых теплообменников. Характерной особенностью таких конструкций является наличие параллельных пластин (за исключением специальных пластин для предотвращения деформации канала под действием внешнего давления), которые образуют систему параллельных каналов. Один теплоноситель протекает через одни каналы, а другой — через соседние каналы. К этому типу теплообменников относятся пластинчато-рамный или пакетно-пластинчатый теплообменник, более часто называемый просто пластинчатым теплообменником, спиральный пластинчатый теплообменник и пластинчато-корпусной или теплообменник Рамена. Первая конструкция используется значительно чаще и подробно рассматривается в разд. 3.7. Краткое описание этих типов теплообменников приведено ниже.

Пластинчатый теплообменник. Теплообменник пластинчато-рамного типа показан на рис. 3. Он состоит из ряда параллельных пластин, удерживаемых вместе в раме, в которой для предотвращения утечек имеются сжимаемые прокладки между пластинами. Уплотненные отверстия в пластинах образуют каналы, в которых теплоноситель может протекать как поперек пластин, так и в пространстве между ними. Для выравнивания скоростей потоков, теплосъема и удовлетворения требований по тем-

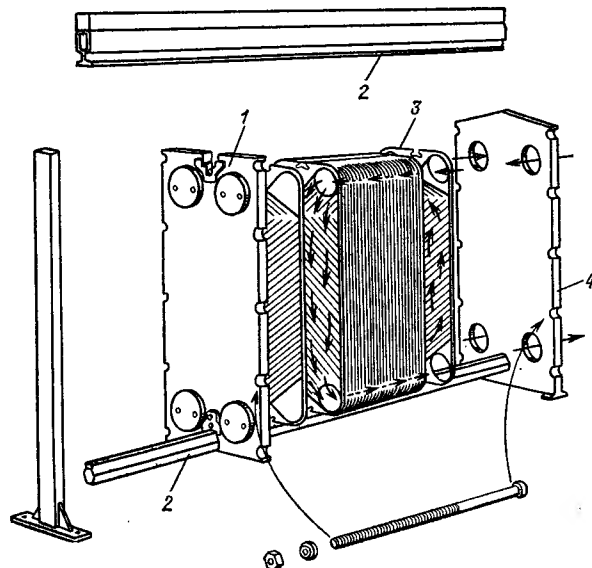


Рис. 3. Пластинчатый теплообменник:

1 — подвижная крышка; 2 — несущая балка; 3 — пакет пластин; 4 — фиксированная крышка

пературному режиму возможна организация параллельного, последовательного и смешанного потоков. Пластины очень тонкие и, чтобы выдержать нормальное рабочее давление, должны иметь много точек контакта друг с другом. Для этого наиболее часто используются гофрированные в виде елочки металлические листы. Два таких листа с взаимно противоположной ориентацией гофра устанавливаются по обе стороны пластины. Опорные точки получаются в местах пересечения гофров. Многократное сжатие, расширение и изменение направления потока приводят к сильной турбулизации и, как следствие, к высокой интенсивности теплопередачи, большим перепадам давления и касательным напряжениям. Это в конечном счете способствует уменьшению отложений. Иногда также используются гофрированные листы, обеспечивающие контакт между пластинами вдоль гребня гофра.

Эти теплообменники относительно компактны и отличаются небольшой массой поверхности теплообмена, и поэтому они широко используются в судостроении и нефтедобывающей промышленности, где существенны ограничения по габаритам и по массе. Пластины могут быть изготовлены, как правило, из любого металла (хотя пластины из низкоуглеродистой стали почти никогда не применяются, потому что в этом случае пластинчатые теплообменники неконкурентоспособны по сравнению с кожухотрубными). Рабочие давления и температуры ограничены сравнительно низкими значениями из-за материалов уплотнений и особенностей конструкции.

Пластинчатые теплообменники обычно используются для теплопередачи между двумя турбулентными потоками жидкостей. Даже вязкие жидкости можно прокачивать по извилистым ходам в турбулентном режиме при низких числах Рейнольдса. Изредка пластинчатые теплообменники используются как конденсаторы для умеренно плотных паров (например, паров аммиака) или как испарители, производящие пар низкого качества, как при перегонке. Они получили распространение в пищевой промышленности, потому что легко разбираются для чистки и стерилизации.

Спиральные пластинчатые теплообменники. Несколько различных вариантов спиральных пластинчатых теплообменников показано на рис. 4. Каждый из этих теплообменников состоит из двух закрученных по шаблону в виде спирали параллельных пластин. Для образования каналов проводится поочередная сварка смежных кромок. Чтобы пластины не соприкасались друг с другом, одна из них снабжена выступами. Открытые стороны каналов для предотвращения утечек закрываются плоскими крышками (прокладками) с помощью болтовых соединений, расположенных по периметру.

Спиральное направление движения теплоносителей обуславливает возникновение вторичных течений, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи, особенно при ламинарном течении, и уменьшению отложений. Вариант конструкции в виде колонны с одним рядом каналов, открытым для пара, удобен при конденсации, поскольку слив конденсата обеспечивается без захвата пара. Удаление конденсата может быть выполнено по открытым желобам, смонтированным на стенке колонны, с последующим дренажем или откачкой в емкость для хранения.

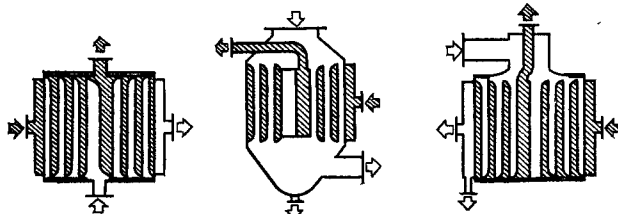


Рис. 4. Типы спиральных теплообменников

Рис. 5. Теплообменник Рамена

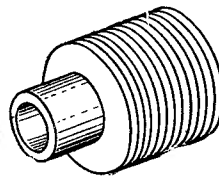


Рис. 6. Труба с высокими ребрами для воздухоохлаждаемых теплообменников

Пластинчато-корпусной теплообменник или теплообменник Рамена. Пластинчато-корпусной теплообменник или теплообменник Рамена состоит из набора параллельных сваренных тонких каналов, размещенных в кожухе (рис. 5). Каналы на концах сварены в плоские кассеты, которые могут перемещаться независимо от кожуха благодаря использованию сальников на нижнем конце. Теплоноситель внутри кожуха протекает между кассетами и внутри них. Для компенсации разности давлений кассеты скрепляются за счет хорошей подгонки продольных пазов, прорезанных на каждом пакете, и соответствующих выступов. Они могут быть сварены вместе продольным швом или в отдельных точках. Набор пакетов может быть легко вынут из кожуха для осмотра и очистки его внутренней поверхности.

Е. Теплообменники с оребренными трубами для воздухоохлаждаемые теплообменники. Наиболее часто сток теплоты производится непосредственно в атмосферу, но плохие теплогидравлические свойства воздуха вынуждают создавать для этого специальные конструкции теплообменников. Из-за низкой плотности воздуха через теплообменник должно проходить большое количество его. Но обычное оборудование для нагнетания воздуха — осевые вентиляторы — создают очень небольшие перепады давления (примерно до 250 Н/м^2), что приводит к низкой скорости (до 10 м/с) и короткому тракту для прохода воздуха.

Малая скорость вместе с низкой плотностью и теплопроводностью обуславливают небольшие значения коэффициентов теплоотдачи [$50\text{--}100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$] со стороны воздуха.

Поскольку коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя (внутри трубы) обычно в $10\text{--}200$ раз больше, представляется целесообразным использовать поверхность теплообмена с высоким отношением площади, контактирующей с воздухом, к площади, омываемой другим теплоносителем. Трубы с высокими ребрами (рис. 6) удовлетворяют этим требованиям (площадь поверхности в $15\text{--}25$ раз больше, чем площадь поверхности внутренней трубы). Ребра, обычно алюминиевые, могут быть просто запрессованы в неглубокие пазы на наружной поверхности трубы, изготовленной из любого металла, не подверженного коррозии. При этом, однако, из-за коррозии ухудшается сцепление ребра с трубой с возможным существенным снижением теплопередачи. Более предпочтительны ребра с отбортовкой, поскольку при этом обеспечиваются лучший контакт с трубой и лучшая защита от воздействия атмосферы.

Для сплошных ребер, которые изготавливаются из толстой алюминиевой трубы механической обработкой,

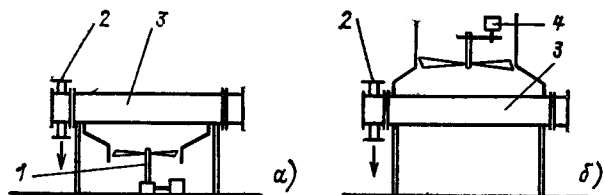


Рис. 7. Воздухоохлаждаемые теплообменники с нагнетательным (а) и вытяжным вентилятором (б):

1 — вентилятор с редукторной передачей; 2 — технологическая жидкость; 3 — пучки труб; 4 — вентилятор с клиноременной передачей

проблемы коррозии не существует. Внутри оребренной трубы может быть установлена внутренняя труба из любого требуемого для теплоносителя материала, при этом обеспечивается плотная посадка вкладыша в трубе. Для всех типов оребренных труб существуют предельные температуры, при превышении которых нарушается контакт между несущей трубой и ребром или трубой и вкладышем и возникает контактное термическое сопротивление. Для учета изменения перепада температур между ребром и средой вследствие теплопроводности ребра используется коэффициент эффективности ребра.

Типичная конструкция воздухоохлаждаемого теплообменника представляет собой большой (3—12 рядов) пакет оребренных труб, через который воздух нагнетается или прокачивается вентилятором с относительно низкой частотой вращения вала. Поток воздуха может нагнетаться в пакет (рис. 7, а) либо вытягиваться из него (рис. 7, б).

Преимущество нагнетания воздуха состоит в том, что вентилятор и привод находятся в холодном воздухе, что повышает эффективность вентилятора (а это может снизить его стоимость), упрощает крепление вентилятора и привода и облегчает обслуживание. Однако воздушный поток через трубный пучок очень неоднородный, и низкая скорость нагретого воздуха при естественной конвекции может стать причиной рециркуляции горячего воздуха и снижения разности температур. Откачивание воздуха обеспечивает высокие скорости и настолько уменьшает влияние естественной конвекции, что рециркуляция становится маловероятной. Для защиты пакета труб от механических повреждений и дождя или града применяются жалюзи.

Г. Пластинчато-ребристые или матричные теплообменники. Матричные или пластинчато-ребристые теплообменники имеют самую компактную форму поверхности теплообмена, по крайней мере, среди обычных теплообменных аппаратов, в которых теплоносители должны быть разделены. Эти теплообменники (рис. 8) состоят из металлических листов, отделенных друг от друга поочередно гофрированными листами и перегородками. Вход и выход теплоносителя осуществляются через патрубки с перегородкой для того, чтобы предотвратить попадание одного теплоносителя в каналы, предназначенные для другого. Соответствующее размещение патрубков позволяет прокачивать через один теплообменник более двух теплоносителей.

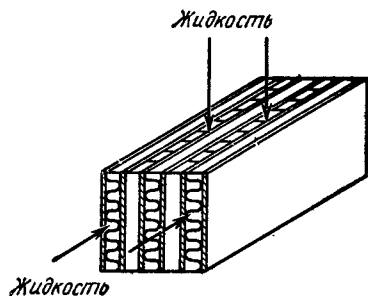


Рис. 8. Секция пластинчато-ребристого теплообменника

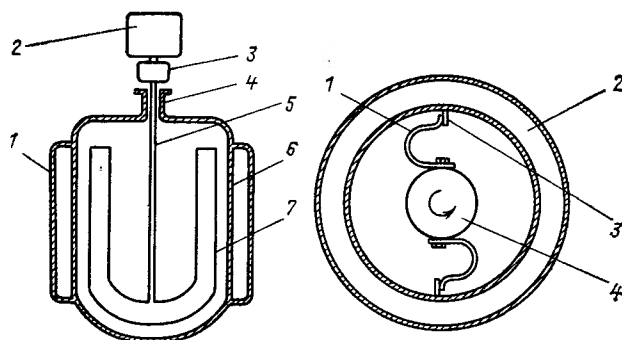


Рис. 9. Схема смесителя с якорной мешалкой:

1 — наружная емкость с теплопередающей средой; 2 — электродвигатель; 3 — редуктор; 4 — уплотнение; 5 — вал; 6 — корпус; 7 — мешалка якорного типа

Рис. 10. Поперечное сечение скреперного теплообменника:

1 — пружина; 2 — наружная емкость с теплопередающей средой; 3 — скрепер; 4 — вал

Гофрированные листы, перегородки и боковые крепления собирают вручную, надежно стягивают с помощью зажимного устройства и затем в ванне с расплавленной солью или в вакуумной печи запаивают твердым припоем. В результате получается жесткая конструкция с предельно высокой теплообменной поверхностью на единицу объема. Однако эти элементы теплообменника изготавливаются ограниченных размеров обычно из алюминия, и их нельзя механически очищать. Наиболее часто они применяются в криогенных технологических процессах, таких, как производство сжиженного природного газа, очистка водорода, получение гелия и сжиженных газов. В разд. 3.7 вопросы проектирования и расчета этих элементов рассматриваются более подробно.

Г. Теплообменники со вспомогательными механическими средствами. Для достижения приемлемой интенсивности теплоотдачи в некоторых случаях возникает необходимость в механическом воздействии на теплообменную поверхность или вблизи ее, которое может выполняться с помощью двух различных, хотя и связанных между собой, устройств: смесителей и приспособлений, обеспечивающих скольжение по теплообменной поверхности (рис. 9, 10 соответственно).

В смесителях механическое воздействие сводится к перемешиванию жидкости в баке вращением крыльчатки или шнека, которые обычно расположены в центре бака. Для этой цели используются также мешалки в виде якоря, турбины и спиральные скребки. Теплообменной поверхностью может быть внутренняя поверхность бака, а второй теплоноситель может омывать наружный цилиндр или циркулировать в приваренных к наружной поверхности бака трубах. Иногда теплообменной поверхностью могут служить змеевики, ряд или пучок труб и плоские пластины, образующие каналы, размещенные по периметру бака. Изредка для этой цели служит сама мешалка. Второй теплоноситель в этом случае протекает через каналы в мешалке, что вызывает некоторые трудности с уплотнениями на входных и выходных патрубках вращающейся мешалки.

Смесители обычно используются для проведения химических реакций различного вида, включая полимеризацию. Основная особенность проектирования бака и мешалки заключается в необходимости обеспечить возможность управления кинетикой реакций, а не теплопередачей. Тем не менее обычно необходимо отводить или подводить теплоту (иногда и то и другое в различные моменты процесса) с заданной интенсивностью. Большое число конструкций и практических ситуаций создает определенные трудности при разработке универсальных расчетных соот-

ношений и обычно требует проведения испытаний на полу-промышленных установках.

В устройстве, обеспечивающем скольжение по поверхности, имеются лопатки, расположенные очень близко к поверхности теплообмена (внутренней поверхности цилиндрического бака или трубы). Лопатки интенсивно перемешивают слои жидкости, непосредственно примыкающие к стенке, что обеспечивает локальное увеличение интенсивности теплопередачи. Лопатки могут быть зафиксированы, прижаты пружиной к поверхности цилиндра или прикреплены на шарнирах. В последнем случае они прижимаются к стенке под действием центробежных сил.

Теплообменники этого типа используются только в трудных для теплопередачи условиях, таких, как нагрев или охлаждение очень вязких веществ, выпаривание и концентрирование пищевых продуктов, фракционная кристаллизация (при которой основная функция лопаток заключается в предотвращении нарастания на стенке толстого слоя кристаллов). Это оборудование имеет большие массивы и объем, высокую стоимость, требует частого обслуживания, потребляет много энергии. Как правило, это единственный путь решения задач теплопередачи для условий, в которых это оборудование используется.

Н. Теплообменники других типов. Основные классы теплообменников рассмотрены выше, но этот список не исчерпывает всех возможностей. На практике используется много специализированных конструкций. Неудивительно, что проектирование таких теплообменников находится на более низком уровне.

Если конструкция теплообменника представляет собой комбинацию обычных элементов, таких, как трубы постоянного сечения или пучки труб, то для оценки параметров могут использоваться основные критериальные уравнения, приведенные в ч. 2 справочника. В других случаях в распоряжении конструктора имеются методы расчета и рекомендации по их использованию. Некоторые типы теплообменников могут быть успешно освоены промышленностью только после испытаний модели или даже промышленных образцов.

3.1.3. Принципы конструирования

А. Критерии успешного конструирования теплообменника. Анализ процесса конструирования теплообменных аппаратов должен быть основан на ясном понимании критериев, по которым будет проверяться работа теплообменника. В принципе эти критерии несложно сформулировать, но задача может оказаться сложнее для некоторых особых случаев. Общие принципы выбора критериев рассмотрены ниже в порядке степени их важности.

Прежде всего следует отметить, что имеются две большие группы теплообменников, и каждая группа требует различных подходов к конструированию и изготовлению. Несомненно, большая часть существующих поверхностей теплообмена дублируется во многих аппаратах, таких, как автомобильные радиаторы, бытовые и промышленные кондиционеры, котлы, охладители смазки машин и т. д. Для таких теплообменников промышленностью производятся тысячи или даже миллионы идентичных узлов. В основном из экономических соображений процесс создания этой группы теплообменников сводится к изготовлению некоторого числа аппаратов различной конструкции, всестороннему испытанию в пределах ожидаемых рабочих параметров, окончательному выбору наиболее удачной конструкции и, наконец, к серийному производству теплообменников, наиболее близких к выбранному прототипу.

В ряде отраслей промышленности, например на химических и нефтеперерабатывающих заводах, используются теплообменники, которые разрабатываются и изготавливаются небольшими партиями и обычно применяются в последовательной или параллельной компоновке. Их серий-

ное производство затрудняется прежде всего из-за отсутствия возможности широких испытаний вне промышленного процесса. Часто эти теплообменники предназначены для теплоносителей, состав, свойства и способность к образованию отложений на поверхности которых известны недостаточно и скорости потоков (а значит, и условия протекания теплообмена) могут изменяться ежедневно. Очевидно, такая ситуация предъявляет более жесткие требования к проектированию, если имеются какие-либо шансы на успех. Данная часть руководства посвящена в основном именно этому случаю.

Первым критерием удовлетворительной работы теплообменного аппарата является выполнение требований по рабочим параметрам: требуемая мощность аппарата должна обеспечиваться во время работы от одного профилактического ремонта до другого при заданных ограничениях по перепаду давлений и независимо от увеличения отложений на поверхности. Однако необходимо отметить, что при проектировании всегда имеется элемент неопределенности, поскольку теплофизические свойства редко известны с высокой степенью точности, расчетные методы основаны на использовании критериальных уравнений, точность которых находится в пределах разброса экспериментальных данных, сам теплообменник изготавливается с определенными допусками, реальные условия работы теплообменника в разные дни неодинаковы и отклоняются, как правило, оказываются несколько большими, чем предполагалось вначале (к тому же они со временем изменяются). Поэтому требования к рабочим характеристикам выполняются на практике далеко не всегда. С этой точки зрения для количественных оценок слишком мало как статистических данных о работе отдельных аппаратов, так и сведений о влиянии эффективности их работы на другие процессы производства. Некоторые возможные решения этой проблемы приведены в [1]. Следовательно, конструктор с помощью расчета, принимая во внимание влияние эффективности работы теплообменника на другие процессы производства, должен гарантировать с обоснованной вероятностью надежную работу аппарата.

Второй критерий заключается в том, что теплообменник должен удовлетворять условиям, общим для всего оборудования. Сюда входят прежде всего механические напряжения, связанные не только с нормальной работой, но и с погрузкой, сборкой, запуском, остановкой, а также рядом определенных операций, обусловленных нарушением производственного процесса и возможными аварийными ситуациями. Существуют внешние механические напряжения, обусловленные наличием труб в теплообменнике и возникающие как в стационарном состоянии, так и в переходных режимах при изменении температуры теплоносителей. В теплообменнике, конечно, не должна возникать коррозия от воздействия теплоносителей и окружающей среды. Этого можно добиться в основном выбором материала, а также конструкции. Отложения на поверхности теплообмена должны быть по возможности минимальными, но средства конструктора в этом случае обычно ограничены применением возможно более высоких скоростей допустимых по перепаду давлений и ограничений по эрозии и вибрации, а также гарантированием того, что загрязненная отложениями поверхность будет доступна для очистки.

Третий критерий представляет собой требование возможности периодического ремонта теплообменника, который обычно включает в себя очистку поверхностей, теплообмена, замену труб, уплотнений и любых других элементов конструкции, особенно подверженных коррозии, эрозии, вибрации или старению. Это требование может также стать причиной ограничений на размещение теплообменника и обеспечения свободного пространства вокруг него.

Четвертый критерий непосредственно следует из второго и третьего и заключается в том, что конструктор дол-

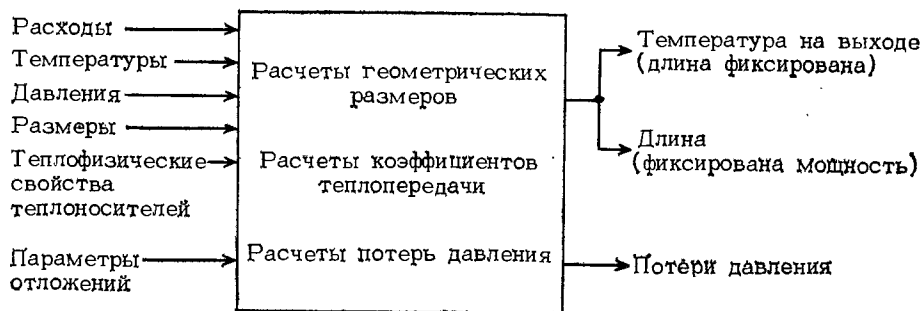


Рис. 1. Программа для поверочного расчета

жен учитывать преимущества многосекционной компоновки с отсечными клапанами. Это позволяет ремонтировать поочередно каждую секцию без особого ущерба для работы всего аппарата. Такое обслуживание в особенности выгодно для конденсаторов и охладителей, когда одна или более секций могут остаться без теплоносителя в зимнее время или использоваться для регенеративного подогрева очень холодного теплоносителя.

Пятый критерий сводится к тому, что теплообменник должен иметь минимально возможную стоимость при условии, конечно, что он соответствует перечисленным выше критериям. При экономии первоначальной стоимости, однако, необходимо всегда иметь в виду, что увеличение эксплуатационных расходов вследствие уменьшения размеров и снижения надежности теплообменного аппарата приведет к тому, что любой возможный выигрыш в первоначальной стоимости будет израсходован в несколько часов или дней.

Наконец, могут быть ограничения на диаметр теплообменника, длину, массу и (или) на сортамент труб вследствие требований к месту размещения, перевозке, возможности обслуживания, хранения запасных труб и уплотнений.

Если не удастся достигнуть заданной для конкретного случая эффективности, никогда не следует разрабатывать теплообменник в надежде, что он может быть использован в других условиях. Большая часть теплообменных аппаратов предназначается для установок, имеющих срок службы, равный или больший, чем ресурс теплообменника. Предположение, что теплообменник с плохими проектными характеристиками можно будет использовать для какого-нибудь другого технологического процесса, приводит, скорее, к тому, что ни работа теплообменника, ни протекание процесса не будут достаточно эффективными. Намного лучше работать в предположении, что наибольшие надежды на успех как при проектировании теплообменника, так и разработке технологического процесса, в котором он участвует, дает оптимальное решение именно данной задачи.

В. Выбор, расчет и конструирование теплообменника. Термины «выбор», «расчет» и «конструирование» теплообменника имеют различное содержание. Часто употребляемые один вместо другого эти термины относятся к различным аспектам проблемы разработки теплообменника и ее решения.

«Выбор» означает использование уже существующих теплообменников непосредственно или с небольшими изменениями. В каталогах различных предприятий, как правило, перечисляются стандартные узлы, которые, что особенно существенно, могут применяться с различными кожухами. В этом случае имеются весьма малые возможности для выбора, хотя одни и те же конструкции могут быть изготовлены из низкоуглеродистых или нержавеющей сталей, а также могут быть использованы трубы, трубные доски и патрубки из нержавеющей стали с кожухом из углеродистой стали. Достаточное количество паспорт-

ных данных обычно позволяет выбрать теплообменник подходящих размеров с приемлемой поверхностью и перепадом давления. Стоимость при этом невелика, поскольку для изготовления применяются стандартные технологические процессы и доставка оборудования достаточно быстрая. Однако при использовании больших аппаратов (с поверхностью свыше 10—20 м²) со специальными требованиями применение индивидуальных конструкций, разработанных для конкретных целей, экономически более целесообразно, и термины «расчет» и «проектирование» — синонимы термина «выбор».

Термин «поверочный расчет» означает такой вычислительный процесс, при котором определяются теплогидравлические характеристики полностью сконструированного теплообменного аппарата.

Структурная схема расчета показана на рис. 1. Исходными данными для расчета являются скорости и температуры на входе, теплофизические свойства теплоносителей (включая данные по фазовому переходу, если он происходит), а результатами расчета — параметры теплообменника. При поверочном расчете вычисляются температуры на выходе и тепловая мощность (если фиксирована длина), при конструктивном — требуемая длина при заданном подогреве теплоносителя. В любом случае при расчете вычисляется перепад давлений по горячей и холодной сторонам.

Расчет может быть выполнен либо ручными методами (с помощью логарифмической линейки или микрокалькуляторов), либо на машинах (используя программы, для которых могут потребоваться как небольшие настольные ЭВМ, так и стационарные большие ЭВМ. Любые методы расчета вручную могут быть реализованы на больших ЭВМ, но программы, созданные для ЭВМ, вообще говоря, не могут быть использованы для расчетов на логарифмической линейке¹.

Если результаты поверочного расчета показывают, что конструкция выбранного теплообменного аппарата обеспечивает приемлемые теплогидравлические характеристики по обоим сторонам и они ниже предельно допустимых, то такая конструкция может рассматриваться как решение задачи. Часто случается, что несколько вариантов конструкции удовлетворяет этим требованиям. Тогда выбор должен быть сделан по другим критериям, в первую очередь по стоимости. (По желанию заказчика могут быть приняты во внимание другие критерии, такие, как надежность, удобство обслуживания, гибкость в эксплуатации.)

Однако обычно оказывается, что теплообменный аппарат, выбранный на основе поверочного расчета, не пол-

¹ Практика показывает, что использование ручных методов расчета теплообменных аппаратов на мощных ЭВМ не дает в конечном счете выигрыша ни во времени (значительную долю времени здесь занимает подготовка к вычислениям), ни в качестве результатов. Применение больших ЭВМ становится эффективным и экономически оправданным только при условии использования специально разработанных вычислительных алгоритмов и программ. (П р и м е ч. р е д.)

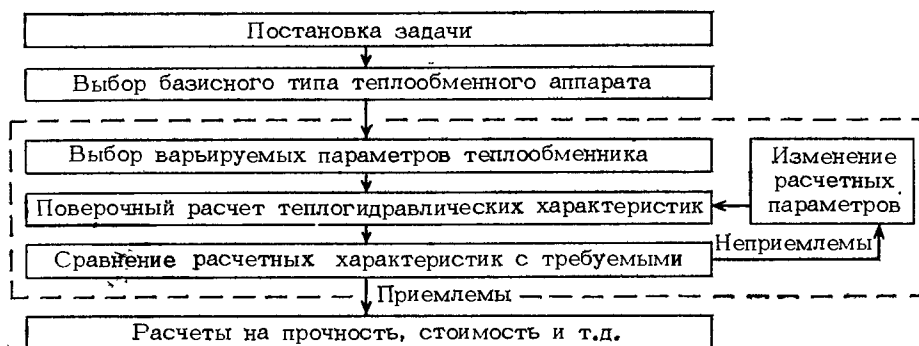


Рис. 2. Последовательность проектирования теплообменника (расчет этапов обведенных рамкой, выполняется на ЭВМ или вручную, расчет остальных этапов — вручную)

ностью удовлетворяет всем требованиям, и в этом случае должен быть рассмотрен другой вариант конструкции. Если, например, перепад давления слишком высок, то конструкция должна быть изменена так, чтобы этот перепад уменьшить. Как правило, для этого уменьшают длину аппарата. Однако, если перепад давления слишком мал, то конструкцию можно изменить с целью увеличения перепада давления и коэффициентов теплоотдачи, при этом уменьшаются размеры и стоимость аппарата.

Процедура перехода от одной конструкции теплообменника к другой, более удовлетворительной, может быть названа «оптимизацией», и ее связь с общей задачей проектирования аппарата представлена на рис. 2. Процедура оптимизации является принципиальной особенностью процесса проектирования теплообменного аппарата, и она может иметь две совершенно различные формы в зависимости от того, выполняется расчет вручную или с применением ЭВМ. В первом случае оптимизация проводится в основном интуитивно, так как конструктор определяет конкретные недостатки предварительно рассчитанного варианта и выбирает из большого числа возможных изменений такие, которые устраняют эти недостатки, тогда как остальные приемлемые параметры остаются неизменными. В этом случае опыт и знание физики процессов в теплообменнике являются основой быстрого поиска подходящего варианта конструкции.

Однако если проектирование проводится с помощью

комплексной вычислительной программы для больших ЭВМ (такие программы существуют для большинства основных типов теплообменников), то успех зависит главным образом от удачного выбора логического метода, положенного в основу программы оптимизации. Логика программы должна исключить область нереалистичных параметров, и это более важно, чем затраты времени на поиск наилучшего варианта. Также очень важно, чтобы логическая структура программы не ограничивала возможные изменения в конструкции слишком малым числом вариантов, за пределы которых нельзя выйти. Даже программа средней сложности может принимать 40 различных логических решений, что приводит к $2^{40} = 1,1 \cdot 10^{12}$ различным логическим цепям. Очевидно, важно проверить все эти решения, так как нет никаких оснований считать, что одно из них имеет преимущество по отношению к другому.

С. Упрощенный пример алгоритма оптимизации для ЭВМ. Очень простая типичная структурная схема программы оптимизации приведена на рис. 3. В этой программе предполагается, что назначение теплообменника задано и требуемая длина определена по программе для поверочного расчета. Предполагается также, что программа для расчета имеет в качестве исходных данных длину кожуха с максимально допустимым диаметром, минимальное количество труб для данной конструкции кожуха и наибольшее количество, согласно техническим стандартам, дистанционирующих решеток. Величины, обозначенные звездоч-

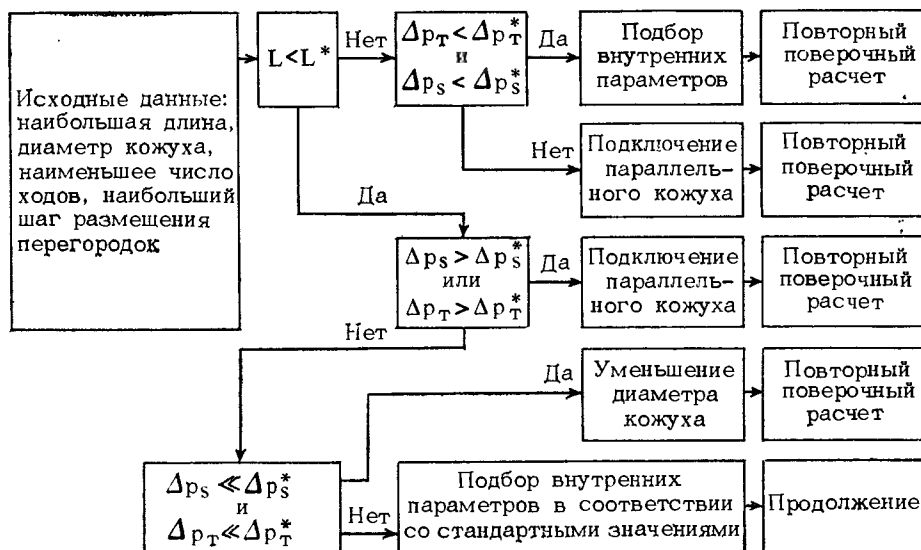


Рис. 3. Структурная схема программы оптимизации

кой, являются максимально допустимыми значениями того параметра, который определен в исходных данных. Такой выбор параметров приводит к нижней границе перепада давления, равному перепаду в кожухе без труб, который тоже можно рассматривать как теплообменник.

В первую очередь необходимо определить, являются ли вычисленная по программе поверочного расчета длина теплообменника меньше предельно допустимой или нет? Если не является, то необходимо либо установить две секции параллельно, либо изменить внутренние параметры в теплообменнике¹ для увеличения коэффициентов теплоотдачи и перепада давления. Выбор между двумя этими решениями осуществляется в зависимости от рассчитанных перепадов давления. При слишком большом перепаде давления нет другого выхода, кроме установки параллельной секции. Это приводит к разветвлению потока и уменьшению перепадов давления, так же как и к увеличению поверхности теплообмена. Затем программа должна снова вернуться к поверочному расчету для пересчета новой длины и перепадов давления для обоих кожухов при уменьшенном расходе через них. Если по крайней мере один из перепадов давления существенно ниже предельно допустимого, то возможно изменением одного или большего числа внутренних параметров (таких, как дистанционирующие перегородки, количество труб в одном ходе) увеличить коэффициент теплопередачи, с тем чтобы выполнить условие $L < L^*$. Точный выбор и последовательность изменений в конструкции являются частью упомянутой выше подпрограммы оптимизации. Если никакие изменения внутренних параметров не приведут к удовлетворению всех требований, должна сработать другая логическая цепь — программа добавит еще одну секцию.

Если вычисленная длина теплообменника меньше предельно допустимой ($L < L^*$), необходимо определить, не превышены ли ограничения по перепадам давления. При выходе за пределы ограничений перепада необходимо установить параллельно еще одну секцию и пересчитать все сначала. Если оба перепада давления намного меньше предельно допустимых, то, вероятно, можно уменьшить диаметр кожуха и получить более компактный теплообменник, с меньшей стоимостью, чем предварительно рассчитанный. Если перепады давления близки, но немного меньше предельно допустимых, то теплообменник весьма близок к оптимальному. Тогда изменяют параметры конструкции до стандартных значений и переходят к остальной части программы, включающей расчеты на прочность и оценку стоимости.

3.1.4. Приближенный расчет кожухотрубных теплообменников

В предыдущих параграфах была показана необходимость предварительных оценок размеров и компоновки теплообменников. Эта процедура существенна при ручном методе расчета и полезна при использовании ЭВМ. В некоторых случаях, например при предварительной оценке стоимости предприятия, планировке размещения оборудования и компоновке агрегатов, нет необходимости детально конструировать аппарат, а вполне достаточно провести приближенные расчеты с малыми затратами времени. Целесообразно не проводить детальные расчеты до тех пор, пока по результатам предварительных исследований не будет оценена экономическая эффективность предприятия и не будут даны определенные рекомендации о размещении оборудования.

В этом параграфе представлен более подробно метод предварительных оценок, который может быть использован для большинства вариантов кожухотрубных теплообменников, а в некоторых случаях и для других конструк-

ций. Точность метода сильно зависит от умения определять значения коэффициентов теплоотдачи. Можно использовать данные, приведенные в табл. 2 этого параграфа, однако ничто не заменит инженерного опыта.

А. Основные расчетные уравнения. В этом параграфе используется следующее основное расчетное уравнение для оценки требуемой поверхности теплопередачи в теплообменнике, m^2 , вычисленной по наружному диаметру труб [см. (8), § 3.1.1]:

$$A_0 = \frac{Q_T}{U_0 F \Delta T_{LM}} = \frac{Q_T}{U_0 \Delta T_M},$$

где Q_T — мощность теплообменника, Вт; U_0 — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К) (также рассчитанный по наружному диаметру труб); ΔT_{LM} — среднелогарифмическая разность температур, вычисленная для противотока, К; F — коэффициент, учитывающий направления потоков. Каждый из этих параметров будет ниже рассмотрен более подробно.

Следует отметить, что справедливость (8) (см. § 3.1.1) зависит от допущений, перечисленных в 3.1.1. Эти допущения часто нельзя применять, и в этом случае в принципе необходимо использовать более точное соотношение (4) (см. § 3.1.1). Однако это соотношение совершенно неприемлемо для рассматриваемой здесь задачи и, кроме того, большинство отклонений от принятых допущений вносит меньшую погрешность, чем другие приближения, заложенные в самом методе.

В. Определение тепловой нагрузки. Тепловая нагрузка в общем случае вычисляется по соотношению

$$Q_T = \dot{M}_h (h_{h,i} - h_{h,o}) = \dot{M}_c (h_{c,o} - h_{c,i}), \quad (1)$$

где $\dot{M}_h$ и $\dot{M}_c$ — расходы горячего и холодного теплоносителя соответственно, кг/с; $h_{h,i}$, $h_{h,o}$, $h_{c,i}$, $h_{c,o}$ — удельные энтальпии горячего и холодного теплоносителя на входе и выходе соответственно, Дж/кг.

Если в обоих потоках нет фазовых переходов, (1) может быть записано в виде

$$Q_T = \dot{M}_h c_{ph} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{M}_c c_{pc} (T_{c,o} - T_{c,i}), \quad (2)$$

где c_{ph} и c_{pc} — удельные теплоемкости, Дж/(кг·К); $T_{h,i}$, $T_{h,o}$ — температуры на входе и выходе горячего потока; $T_{c,i}$, $T_{c,o}$ — температуры на входе и выходе холодного потока.

Если в одном из потоков происходит фазовый переход (например, конденсация) при постоянной температуре, то $Q_T = \dot{M} \Delta h$,

где $\dot{M}$ — расход теплоносителя в одном из фазовых состояний, кг/с; Δh — теплота фазового перехода, Дж/кг.

Сложные случаи (такие, как конденсация при иалиции неконденсируемых компонентов) требуют более тщательного анализа, чем в пределах принятых допущений, хотя данный метод может быть применен (с осторожностью!) для получения по крайней мере грубых оценок.

С. Расчет средней разности температур. Первым шагом в расчете средней разности температур (ΔT_M) для противотока является определение среднелогарифмической разности температур ΔT_{LM} по (6) § 3.1.1.

Во многих случаях среднелогарифмическая разность может быть аппроксимирована с достаточной точностью среднеарифметической разностью температур, расчет которой не требует даже калькулятора:

$$\Delta T_{AM} = 0,5 [(T_{h,i} - T_{c,o}) + (T_{h,o} - T_{c,i})]. \quad (4)$$

Обычно $\Delta T_{AM} \leq \Delta T_{LM}$. Различие между среднелогарифмической и среднеарифметической разностями температур возрастает при уменьшении отношения меньшей разности температур к большей. Эта зависимость приведена в табл. 1.

¹ Имеются в виду скорости потоков. (Примеч. ред.).

Таблица 1. Связь отношения среднелогарифмической разности температур к среднеарифметической разности и отношения меньшей разности температур к большей¹

$(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})$	$\Delta T_{LM} / \Delta T_{AM}$
1,00	1,000
0,70	0,990
0,50	0,962
0,40	0,935
0,30	0,894
0,20	0,828
0,15	0,779
0,10	0,711
0,05	0,604
0,01	0,426

¹ Если $(T_{h,i} - T_{c,o}) < (T_{h,o} - T_{c,i})$. Если наоборот, то используйте обратную величину.

Значения F могут быть найдены в разд. 1.5, т. 1 для различных вариантов течения теплоносителя в теплообменнике. Однако без использования диаграмм можно обойтись в следующих случаях:

1) при расчете однокровных противоточных теплообменников, для которых $F=1$;

2) при расчете теплообменника с четным числом ходов по одной стороне, имеющего схему тока 1—2 п. В этом случае F может быть принято равным среднему значению между предельно возможным (1) и минимальным из рекомендуемых (0,8) величин (т. е. 0,9). Эта величина может возрасти, если отношение (при противотоке) конечных разностей температур примерно равно 1, и уменьшиться, если температуры на выходе приблизительно равны. В последнем случае, особенно когда температуры «пересекаются» (т. е. температура на выходе по холодной стороне выше, чем температура на выходе по горячей стороне), прежде всего следует проверить возможность создания такого аппарата. Граничные значения температур могут быть проверены с помощью неравенств:

при горячем теплоносителе в межтрубном пространстве
 $2T_{h,o} \geq T_{c,i} + T_{c,o}$;

при холодном теплоносителе в межтрубном пространстве

$$2T_{c,o} \leq T_{h,i} + T_{h,o}.$$

Если температуры приближаются к этим пределам, то необходимо увеличить количество секций;

3) для быстрой оценки количества последовательных кожухов, для которой существует простой графический способ (рис. 1).

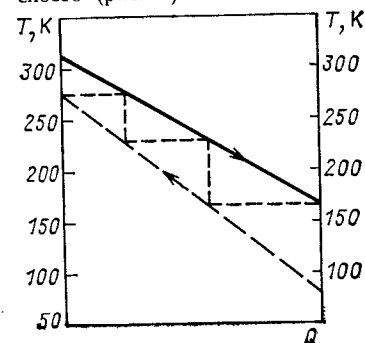


Рис. 1. Оценка требуемого числа кожухов при последовательном подключении

Конечные температуры двух потоков отмечаются на ординатах в прямоугольной системе координат $T - a$. Температуры на входе по горячей стороне и на выходе по холодной стороне откладываются на левой оси ординат, а температуры на выходе по горячей стороне и на входе по холодной стороне фиксируются на правой. Расстояние между ординатами соответствует общему количеству теплоты, которым обмениваются потоки (ось абсцисс выбирается произвольной).

Если теплоемкости каждого теплоносителя постоянны, проводятся прямые линии, соединяющие входную и выходную температуры для каждого потока. Если теплоемкость одного или обоих теплоносителей зависит от температуры, то необходимо построить зависимость температуры от количества теплоты, получаемой или отдаваемой теплоносителем. Это приведет к искривлению одной или обеих линий на рис. 1. Предлагаемый здесь способ также будет справедлив, и в этом случае, однако, возникнут дополнительные ошибки при оценке поверхности теплообмена, зависящей от кривизны этих линий и изменения U_0 .

Начиная с температуры, равной температуре на выходе по холодной стороне (275 К на рис. 1), проводим горизонтальную прямую, пока она не пересечет линию для горячего потока. Из этой точки проводится вертикальная прямая до пересечения с линией для холодного потока (в данном примере температура холодного потока в этой точке равна 228 К). Эта операция определяет разбиение на секции, в которых температура горячего потока никогда не будет меньше любой температуры холодного теплоносителя. Это означает, что в пределах выбранной таким образом секции температуры не пересекутся.

Эта процедура повторяется до тех пор, пока вертикальная прямая не пересечет линию, соответствующую температуре холодного теплоносителя в точке, соответствующей температуре на выходе по холодной стороне или ниже. Иными словами, процесс продолжается до пересечения правой оси ординат с горизонтальной прямой.

Число горизонтальных прямых (включая прямую, которая пересекает правую ось ординат) равно числу последовательных секций. Этих секций, очевидно, достаточно для решения задачи. В приведенном примере число секций равно 3.

Эта процедура приводит обычно к набору секций, имеющих общее значение F , близкое к 0,8.

Д. Определение U_0 . Наибольшая неопределенность в приближенных расчетах существует в расчете коэффициентов теплопередачи. Широко распространены таблицы значений U для различных случаев. Отрицательная сторона в использовании этих таблиц заключается в том, что при попытке включить в них полный интервал значений U , встречающихся когда-либо на практике, эти таблицы будут содержать настолько широкий диапазон значений, что они теряют практический смысл.

Лучший способ определения U_0 заключается в расчете через коэффициент теплоотдачи и термические сопротивления стенки и отложений с использованием (4):

$$U_0 = 1 / \left[(1/\alpha_o) + R_{fo} + (\Delta X_w / \lambda_w) (A_o / A_m) + (R_{fi} + 1/\alpha_i) (A_o / A_i) (1/E_f) \right]. \quad (5)$$

Здесь ΔX_w — толщина стенки; A_m — приведенная теплопередающая поверхность, которая с приемлемой точностью аппроксимируется среднеарифметическим значением наружной и внутренней поверхности:

$$A_m = \pi L (r_o + r_i), \quad (6)$$

где r_o и r_i — наружный и внутренний радиусы трубы; E_f — коэффициент эффективности обрешетки, если используются развитые поверхности, он может быть рассчитан методами, изложенными в разд. 2.1, т. 1. Для большинства

практических приложений E_f будет в пределах от 0,75 для потоков с большим α_0 и 0,95 для потоков с низким α_0 .

Значения α для различных процессов теплообмена представлены в табл. 2. Они справедливы для прямых гладких труб. Обычно их можно использовать осмотрительно и для труб с низкими ребрами, если основную долю термического сопротивления составляет сопротивление межтрубного пространства. Значения α должны быть уменьшены на 10–30%, если теплоноситель в межтрубном пространстве имеет среднюю или высокую вязкость, н. на 50%, если имеет высокую вязкость и охлаждается. Приведенные значения в одинаковой степени справедливы как для межтрубного пространства, так и внутри труб при оптимальной конструкции кожуха и нормальной скорости потока в трубах (1–2 м/с для жидкости, 5–10 м/с для газов).

Комментарии к табл. 2. 1. К «легким органическим веществам» относятся теплоносители с вязкостью в жидком состоянии, меньшей $0,5 \cdot 10^{-3}$ Пс. Сюда могут быть отнесены углеводороды, начиная с C_8 , бензин, легкие спирты, кетоны и т. д.

2. К «средним органическим веществам» относятся теплоносители с вязкостью в жидком состоянии $0,5$ – $2,5 \times 10^{-3}$ Пс, такие, как керосин, горячий газойль, абсорбционное масло, нефть с парафиновым основанием.

3. К «тяжелым органическим веществам» относятся теплоносители с вязкостью в жидком состоянии, большей $2,5 \cdot 10^{-3}$ Пс, но не большей $50 \cdot 10^{-3}$ Пс, такие, как холодный газойль, машинное масло, топливная нефть, тяжелая и редуцированная сырая нефть.

4. К «сверхтяжелым органическим веществам» относятся смолы, асфальты, жидкие полимеры, жиры и др., имеющие вязкость в жидком состоянии, большую 50×10^{-3} Пс. Оценка коэффициентов для этих веществ является весьма приближенной и сильно зависит от разности температур, поскольку естественная конвекция часто играет существенную роль в теплообмене при нагреве, в то время как при охлаждении теплоноситель может застыть в пространстве между ребрами. Так как многие из этих веществ термически нестабильны, высокие температуры поверхности могут привести к очень высоким отложениям.

5. Перегрев чистого пара не играет существенной роли при использовании в расчетах коэффициентов для конденсации насыщенного пара, если входная температура охлаждающего теплоносителя меньше, чем температура насыщения (при давлении паровой фазы) и если в расчетах средней разности температур не используется температура насыщения (постоянная). Но необходимо учитывать наличие неконденсируемых газов.

6. Пар не конденсируется на трубах с низкими ребрами; его высокое поверхностное натяжение удерживает конденсат между ребрами и существенно уменьшает коэффициенты теплоотдачи. Их значения становятся ниже, чем для гладких труб*.

7. Коэффициенты, приведенные для случая конденсации многокомпонентных смесей или при наличии неконденсируемых газов, являются очень грубой оценкой, которая обусловлена сопротивлением массопереносу**

* Приведенное рассуждение далеко не всегда справедливо. Эксперименты показывают, что при определенных сочетаниях параметров обтекания силы поверхностного натяжения, наоборот, способствуют удалению (стягиванию) пленки из межреберных полостей, что приводит к увеличению теплоотдачи в большей степени, чем отношение обрешеченной поверхности к гладкой (см. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977, 240 с.).

** Говорить о «сопротивлении массопереносу» не совсем правильно с физической точки зрения. Ухудшение теплоотдачи прежде всего возникает вследствие уменьшения температуры конденсации (насыщения) на поверхности раздела фаз (см. Михалевиц А. А. Математическое моделирование массо- и теплопереноса при конденсации. Минск: Наука и техника, 1982. 216 с.).

в паровой (и в некоторой степени в жидкой) фазах. Температура паровой фазы также непостоянна, и данные коэффициенты должны быть использованы при средней разности температур, рассчитанной по входной и выходной температурам паровой фазы и охлаждающего теплоносителя.

8. При конденсации «средних» и «тяжелых» органических веществ влияние давления и процентного содержания неконденсируемых компонентов приблизительно такое же, как и при конденсации «легких» органических веществ. При больших концентрациях неконденсируемого газа значения коэффициентов определяются линейной интерполяцией между коэффициентами для чистого пара и неконденсируемого газа.

9. «Узкий диапазон конденсации» означает, что разность температур между точкой росы и кипения меньше, чем наименьшая разность между температурами пара и охлаждающего теплоносителя в любой точке конденсатора.

10. «Средний диапазон конденсации» означает, что разность температур между точкой росы и кипения больше, чем наименьшая разность между температурой пара и охлаждающего теплоносителя, но меньше, чем разность между температурой пара на входе и температурой охлаждающего теплоносителя на выходе.

11. Коэффициенты теплоотдачи при кипении и испарении существенно зависят от вида поверхности и структуры двухфазного потока, а также и от других факторов, влияющих на конвективный теплообмен. Скорость потока и его структура в большой степени определяют конструкцией аппарата и расположением патрубков. Кроме того, тепловой поток с поверхности не может превышать определенных значений при приемлемых разностях температур поверхности и насыщения. Любая попытка превысить эти максимальные значения за счет увеличения температуры поверхности приведет к частичному или полному образованию на поверхности паровой пленки и резкому снижению теплового потока. Коэффициенты теплоотдачи, приведенные в таблице, применимы только для очень приближенных оценок в случае использования прямых труб или труб с невысокими ребрами без специального увеличения числа центров парообразования. $\Delta T_{SH, max}$ равно максимально допустимому перепаду температур поверхности и насыщения. В таблице не учитываются различия между типами парогенераторов.

12. При расчете характеристик паровых котлов теплота подогрева добавляется к скрытой теплоте испарения. При этом средняя разность температур определяется по температуре насыщения. Для горизонтальных и вертикальных термосифонов требуются специальные расчеты на участках конвективного теплообмена с использованием соответствующих коэффициентов теплоотдачи и профиля температур в жидкости при расчетах средней разности температур.

13. Если в процессе кипения водный раствор не становится насыщенным и тепловой поток не достигает значений, соответствующих кризису теплообмена, то коэффициенты теплоотдачи при кипении водных растворов будут иметь почти такие же значения, как и при кипении чистой воды. Но при этом следует учитывать увеличение температуры кипения растворов.

14. При кипении смесей температура насыщения оставшейся жидкой фазы (после достижения желаемого испарения летучего компонента) должна быть использована для определения средней разности температур. Смесью с узким интервалом кипения определяются как смеси, для которых разность между температурой кипения исходной жидкости после процесса испарения меньше, чем разность между температурой горячего пара и температурой кипения жидкости на выходе. Смесью с широким интервалом кипения требуют специального рассмотрения, и их коэффициенты теплоотдачи не могут быть определены простыми способами.

Таблица 2. Типичные значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha^{*1, *2}$ и термических сопротивлений отложений R^{*1}

Условия теплообмена	Вода **		Аммиак		Газы *а		Легкие органические вещества		Средние органические вещества		Тяжелые органические вещества		Сверхтяжелые органические вещества	
	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт	$\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м ² ·К)	$R \cdot 10^4$ м ² ·К/Вт
Конвективный теплообмен														
Жидкость	5—7,5	1—2,5	6—8	0—1	—	—	1,5—2	1—2	0,75—1,5	1,5—4	—	—	—	—
Нагрев	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,25—0,75	2—10	0,1—0,3	4—30
Охлаждение	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,15—0,4	2—10	0,06—0,15	4—30
Давление, МПа:	—	—	—	—	0,08—0,125	0—1	—	—	—	—	—	—	—	—
0,1—0,2	—	—	—	—	0,125—0,4	0—1	—	—	—	—	—	—	—	—
1	—	—	—	—	0,4—0,8	0—1	—	—	—	—	—	—	—	—
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Конденсация однокомпонентных веществ														
Давление, МПа:	8—12	0—1	8—12	0—1	—	—	1,5—2	0—1	—	—	—	—	—	—
0,1 **	10—15	0—1	10—15	0—1	—	—	2—4	0—1	1,5—4	1—3	—	—	—	—
1 **	15—25	0—1	15—25	0—1	—	—	3—7	0—1	—	—	—	—	—	—
1% неконденсируемых газов, давление 0,01 МПа	4—6	0—1	4—6	0—1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4% неконденсируемых газов, давление 0,01 МПа	2—3	0—1	2—3	0—1	—	—	0,75—1	0—1	—	—	—	—	—	—
Конденсация смесей при давлении 0,1 МПа (все компоненты конденсируемы)														
Узкий интервал конденсации	—	—	—	—	—	—	—	—	1,5—4	1—3	0,6—2	2—5	—	—
Средний интервал конденсации, давление меньше 0,5 МПа	—	—	—	—	—	—	1—2,5	0—2	0,6—1,5	1—4	0,3—0,6	2—8	—	—
Кипение однокомпонентных веществ														
$\Delta T_{SH, max} = 25$ К, давление больше 0,5 и меньше 10 МПа	3—10	1—2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$\Delta T_{SH, max} = 20$ К, давление меньше 3 МПа	4—15	1—2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$\Delta T_{SH, max} = 20$ К, давление меньше 2 МПа	—	—	3—5	1—2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$\Delta T_{SH, max} = 20$ К	—	—	—	—	—	—	1—4	1—2	1—3,5	1—3	0,75—2,5	2—5	—	—
Кипение смесей при давлении меньше 2 МПа														
Узкий интервал кипения, $\Delta T_{SH, max} = 15$ К	—	—	—	—	—	—	0,75—3	1—3	0,6—2,5	1—3	0,4—1,5	2—8	0,3—1	2—10

Примечания: 1. α и R отнесены к поверхности контакта с теплоносителем. Указанные интервалы являются типичными, но не охватывают всех возможных случаев. Предполагается, что температура не выходит за обычные пределы. Очень высокие и очень низкие температуры должны быть учтены каким-либо способом.

2. Предполагается, что допустимый перепад давлений по каждой стороне примерно равен 0,05—0,1 МПа, за исключением газов с низким давлением и двухфазных потоков, для которых перепад составляет примерно 5% абсолютного давления, и органических веществ с очень большой вязкостью, для которых перепад равен 0,15—0,25 МПа.

3. Для водных растворов значения коэффициентов примерно такие же, как и для воды.

4. Значения, приведенные для газов, применяются к таким веществам, как воздух, азот, углекислый газ, легкие углеводородные смеси (без конденсации) и т. д. Вследствие очень высокой теплопроводности и теплоемкости водорода и гелия смеси газов, содержащие водород и гелий, будут иметь более высокие коэффициенты теплоотдачи.

5. В качестве первого приближения можно считать, что при низком давлении относительное уменьшение α и R в добавках неконденсируемых компонентов такое же, как и при более высоких давлениях.

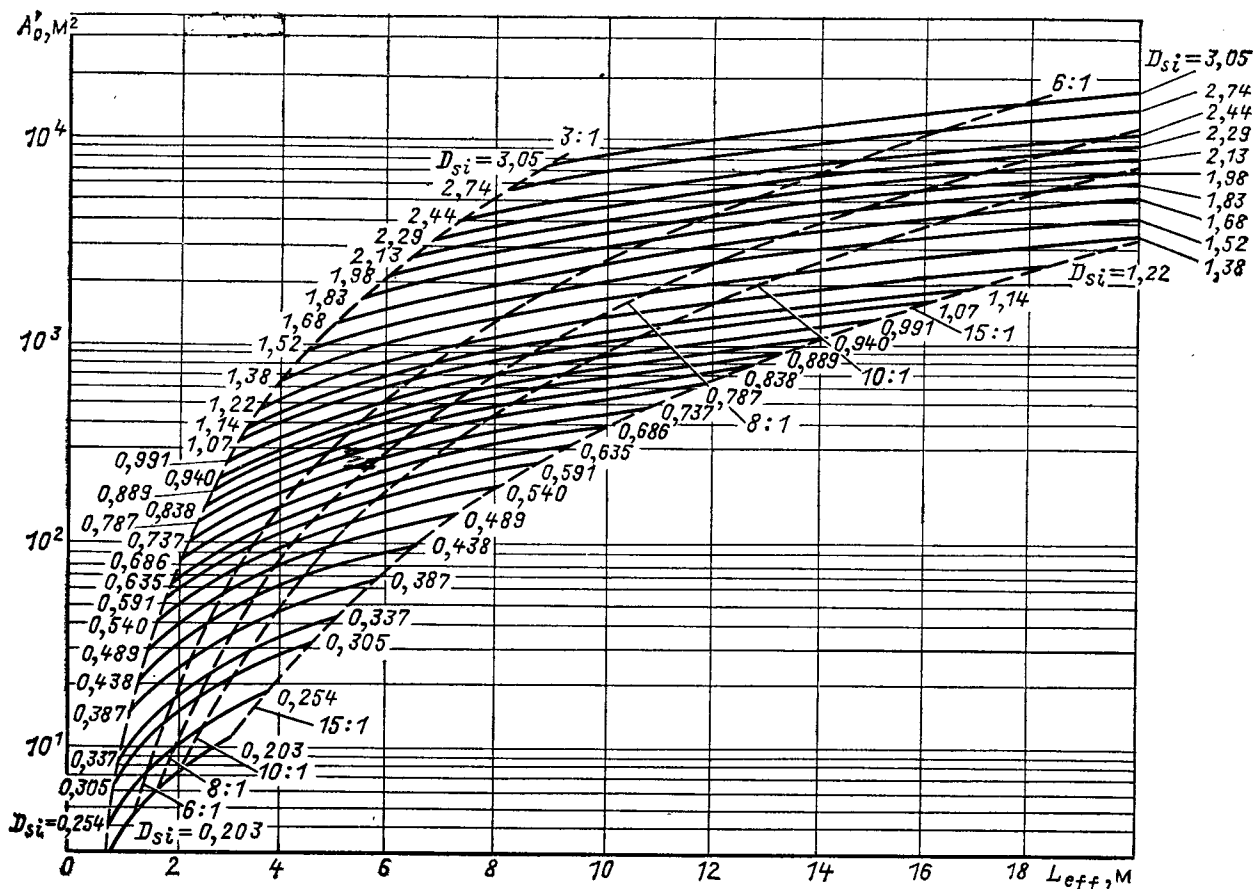


Рис. 2. Зависимость эффективной поверхности теплообмена A_0^* от внутреннего диаметра кожуха D_{si} и эффективной длины труб L_{eff} диаметром 19 мм, расположенных в треугольном пучке с фиксированной трубной доской, однокходовой схемой и в кожухе, полностью заполненном трубами

Любая такая таблица должна быть использована в разумных пределах. Например, в таблице приведены значения α , соответствующие обычным предельно допустимым значениям перепадов давления (см. примечания к табл. 2). При более высоком или низком перепаде α может быть оценено из следующих соображений. Допустимый перепад давления Δp приблизительно выражается через скорость по соотношениям:

$$\Delta p \sim v^{1,6-1,8}; \quad (7a)$$

$$\Delta p \sim v. \quad (7b)$$

Коэффициенты теплоотдачи связаны со скоростью соотношениями:

$$\alpha \sim v^{0,6-0,8}; \quad (8a)$$

$$\alpha \sim v^{0,3}. \quad (8b)$$

$$\alpha \sim \Delta p^{0,4}; \quad (9a)$$

$$\alpha \sim \Delta p^{0,3}. \quad (9b)$$

В табл. 2 приведены также типичные термические сопротивления отложений для различных условий теплообмена. Эти значения должны быть использованы особенно осмотрительно, поскольку они изменяются в широких пределах в зависимости от времени и конкретных обстоятельств. Более высокие скорости и более низкие температуры обычно приводят к малым значениям термического сопротивления отложений, и наоборот. Отложения также очень зависят от специфики процесса. Например, чистый бутан может вызвать пренебрежимо малые термические сопротивления отложений, тогда как тот же бутан в циклическом процессе получения водорода может стать причиной очень больших отложений в результате полимеризации ненасыщенных смесей.

В дальнейшем будет показано, что один или в лучшем случае два слагаемых при определении U_0 играют существенную роль, и на их определении следует сконцентрировать все внимание. Обычно интервал приемлемых значений намного меньше интервала предельно возможных величин. Полезны также некоторые оценки погрешности каждого значения, которая будет иметь место даже при использовании самых точных уравнений и теплофизических свойств. На стадии предварительных оценок часто сразу видна бесполезность проведения слишком точных расчетов коэффициента теплопередачи.

Е. Вычисление A_0 . Поскольку Q , ΔT_M , U_0 известны, наружная теплопередающая поверхность может быть определена по формуле (8) (см. § 3.1.1). Следующий шаг за-

ключается в определении размеров теплообменника, которые будут соответствовать этой поверхности.

Г. Поверхность теплопередачи при фиксированных диаметре и длине кожуха. На рис. 2 дана зависимость площади поверхности теплопередачи в кожухотрубном теплообменнике от внутреннего диаметра кожуха и длины труб. Эффективная длина труб — это длина от одной трубной доски до другой для прямых труб или длина прямого участка трубы от трубной доски до точки изгиба для U-образных труб. Сплошные линии соответствуют различным значениям внутреннего диаметра кожуха. Общая площадь поверхности теплопередачи, которая может быть размещена в кожухе, были вычислена для прямых стандартных труб с наружным диаметром 19 мм и закрепленных в трубной доске в виде треугольного пучка с шагом 23,8 мм.

Таким образом, если известна требуемая поверхность A_0 , то из рис. 2 можно непосредственно определить длину труб и диаметр кожуха теплообменника с данным размером труб и шагом разбивки. Как применять рис. 2 при других диаметрах труб, способах крепления и типах пучков, будет показано в других разделах.

Пунктирные линии на рис. 2 (с отметками 3 : 1, 6 : 1 и т. д.) приблизительно соответствуют кожухам, имеющим эти отношения длины к диаметру. Кожухи с длиной менее трех диаметров имеют недостатки, связанные с плохим распределением теплоносителя и большими потерями на входе и выходе. При одинаковой поверхности теплопередачи они, по-видимому, должны быть более дорогими, чем кожухи большей длины и меньшего диаметра, особенно если теплоноситель в межтрубном пространстве находится под высоким давлением. Кожухи с длиной более 15 диаметров неудобны для сборки и установки, требуют больших свободных пространств при замене труб и расходов на эксплуатацию. Большинство теплообменников имеет отношение длины к диаметру и пределах от 6 : 1 до 8 : 1, и это отношение можно увеличивать, если есть запас по перепаду давлений.

Г. Применение результатов, приведенных на рис. 2, к другим размерам и конфигурации пучков труб. Результаты, приведенные на рис. 2, можно использовать для оценки длины и диаметра теплообменника с трубами других размеров, компоновкой и формой. Эффективная поверхность теплообмена A_0 (площадь, откладываемая на ординате рис. 2) определяется по соотношению

$$A_0' = A_0 F_1 F_2 F_3, \quad (10)$$

где A_0' — площадь, определяемая (8) § 3.1.1; F_1 — F_3 — корректирующие множители, учитывающие соответственно отклонение площади от рассчитанной по базовым размерам ($F_1=1$ для труб диаметром 19,0 мм с шагом размещения в треугольном пучке 23,8), форму труб ($F_2=1$ для прямых труб), конструкцию кожуха и компоновку трубного пучка ($F_3=1$ для закрепленной трубной доски).

Значения этих множителей приведены в табл. 3—5. Может возникнуть необходимость в применении последовательных приближений, так как корректирующие множители в некоторой степени зависят от внутреннего диаметра кожуха. Следует подчеркнуть, что использование этого способа оценки имеет приближенный характер, в особенности для малых диаметров кожуха.

Н. Пример приближенного расчета. Приведенный выше метод наилучшим образом может быть проиллюстрирован на конкретном примере.

Газ под высоким давлением (8,3 МПа), содержащий 40% водорода, в процессе циркуляции по замкнутому контуру должен охлаждаться с 560 до 395 К, нагревая при этом смесь ароматических веществ с 300 до 385 К. Расход газа равен 48,0 кг/с, теплоемкость его 7540 Дж/(кг·К); расход теплоносителя по холодной стороне 314 кг/с, а его теплоемкость 2240 Дж/(кг·К).

Примем, что необходимо использовать для газа U-образные стальные трубы наружным диаметром 25,4 мм,

Таблица 3. Значения F_1 для различных диаметров труб и компоновки трубного пучка^{1,2}

Наружный диаметр трубы, мм	Шаг пучка, мм	Компоновка трубного пучка	F_1
15,9	20,6	→ ◁	0,90
15,9	20,6	→ ◇, □	1,04
19,0	23,8	→ ◁	1,00
19,0	23,8	→ ◇, □	1,16
19,0	25,4	→ ◁	1,14
19,0	25,4	→ ◇, □	1,31
25,4	31,8	→ ◁	1,34
25,4	31,8	→ ◇, □	1,54

¹ F_1 равно отношению площади теплообменной поверхности к площади поперечного проходного сечения элементарной ячейки, рассчитанного для основного варианта (диаметр труб 19,0 мм, шаг трубного пучка 23,8 мм), деленному на такое же отношение, рассчитанное для других размеров.

² Эта таблица также может быть использована и для труб с низкими ребрами. В этом случае U_0 должно быть отнесено к общей наружной теплообменной поверхности (включая ребра). Это значение будет примерно на 10—30% меньше, чем для гладких труб. Тогда найденное значение A_0 определяет поверхность оребренных труб, и приведенные в табл. 3 значения F_1 делятся на отношение площади оребренной поверхности к площади гладких труб. Обычно это отношение находится в пределах от 2,5 до 4.

Таблица 4. Значение F_2 для различного числа ходов потока теплоносителя в трубах¹

Внутренний диаметр кожуха, м	Число ходов			
	2	4	6	8
До 0,305				
0,337—0,438	1,06	1,18	1,25	1,50
0,489—0,591	1,04	1,14	1,19	1,35
0,635—0,838	1,03	1,12	1,16	1,20
0,889—1,14	1,02	1,08	1,12	1,16
1,22—1,52	1,02	1,05	1,08	1,12
Свыше 1,52	1,01	1,03	1,04	1,06

¹ Поправки, приведенные в этой таблице, существенны для пучков, набранных из U-образных труб, поскольку в этих пучках всегда имеется по крайней мере два хода. Большинство теплообменников с плавающей трубной доской также имеет четное число ходов.

Таблица 5. Значение F_3 для различных конструкций пучков труб

Конструкция	Внутренний диаметр кожуха, м				
	До 0,305	0,337—0,540	0,591—0,889	0,940—1,22	Свыше 1,22
Закрепленная трубная доска	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Плавающая трубная доска с наружным креплением	1,30	1,15	1,09	1,06	1,04
Разъемная кольцевая прокладка	1,30	1,15	1,09	1,06	1,04
Подводящие патрубки к плавающей головке (трубной доске)	—	1,40	1,25	1,18	1,15
U-образные трубы ¹	1,12	1,08	1,03	1,01	1,01

¹ Поскольку U-образные трубы должны всегда иметь по крайней мере два хода, для них рекомендуется использовать также табл. 4.

толщиной стенок 2,7 мм, расположенные в шахматном порядке с шагом 31,8 мм. Обычный допустимый перепад давлений составляет 70 кПа для каждого потока. Допустим, что количество отложений на поверхности умеренное.

Оценим эффективную длину труб и диаметр теплообменника.

Прежде всего проверим тепловой баланс, для чего определим количество теплоты, получаемой газом:

$$Q_{gas} = 48,0 (7540) (560 - 395) = 5,97 \cdot 10^7 \text{ Вт},$$

и количество теплоты, получаемой ароматическим веществом:

$$Q_{aro} = 314 (2240) (385 - 300) = 4,98 \cdot 10^7 \text{ Вт}.$$

Среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta T_{LM} = \frac{(560 - 385) - (395 - 300)}{\frac{560 - 385}{395 - 300}} = 131 \text{ К}.$$

По диаграмме, приведенной в разд. 1.5, т. 1, или и по табл. 1 находим, что $F = 0,85$. Поэтому

$$\Delta T_M = 0,85 \cdot 131 = 111 \text{ К}.$$

Оценка U_o производится следующим образом. Для $\alpha_i = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (увеличиваем интервал значений, приведенных в табл. 2, для учета наличия водорода)

$$R_{fi} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Выбираем следующие параметры:

стенки: $x_w = 2,7 \text{ мм}$, $\lambda_w = 17,0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

смеси ароматических веществ [по-видимому, соответствует нижней границе интервала для средних (см. табл. 2) органических веществ]. Из табл. 2 получим $\alpha_o = 1300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $R_{fo} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. Таким образом, в соответствии с расчетом по (1) § 3.1.1 $U_o = 393 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Вычисляем площадь требуемой поверхности:

$$A_o = \frac{5,98 \cdot 10^7}{111,393} = 1370 \text{ м}^2.$$

Однако чтобы воспользоваться рис. 2, необходимо предварительно вычислить A_o' по (10) и с помощью табл. 3—5.

Для труб диаметром 25,4 мм, расположенных в шахматном порядке с шагом 31,8 мм, $F_1 = 1,54$. Для двухходовой схемы и диаметра кожуха, равного примерно 1,5 м, $F_2 = 1,02$. Для U-образных труб и при диаметре кожуха примерно 1,5 м $F_3 = 1,01$.

Следовательно,

$$A_o' = 1370 \cdot 1,54 \cdot 1,02 \cdot 1,01 = 2170 \text{ м}^2.$$

Из рис. 2 находятся соотношения между диаметром кожуха и длиной труб, обеспечивающих требуемую поверхность теплообмена, сведенные в таблицу.

Внутренний диаметр кожуха, м	Эффективная длина трубы, м	Приближенная длина кожуха, м	Длина трубы, отнесенная к диаметру кожуха
1,98	6,1	8,0	3,1
1,83	7,6	9,4	4,2
1,68	8,8	10,5	5,2
1,52	10,8	12,3	7,7
1,38	13,2	14,6	9,6
1,22	16,8	18,0	13,8

Любая комбинация этих размеров может быть рассмотрена изготовителем теплообменника как почти окончательный вариант. В дальнейшем можно учесть ограничения по длине, скорости в трубах, потерям давления в межтрубном пространстве и по вибрации, которые играют весьма существенную роль. Автор для дальнейших разработок выбрал бы, вероятно, кожух с внутренним диаметром 1,38 м.

Раздел 3.2

ТЕПЛООБМЕННИКИ «ТРУБА В ТРУБЕ»

Г а й

3.2.1. Область применения

Простейший вид теплообменника «труба в трубе» представляет собой U-образную трубу, помещенную внутри трубы такой же формы. Теплообменники «труба в трубе» с продольными ребрами были разработаны в конце второй мировой войны, и статьи, опубликованные в [1], все еще представляют определенную ценность.

Теплообменники «труба в трубе» используются вместо кожухотрубных теплообменников при выполнении хотя бы одного из следующих условий:

низкий коэффициент теплоотдачи со стороны кожуха. Если отношение коэффициентов теплоотдачи внутри труб к коэффициентам в межтрубном пространстве больше 2 : 1, то следует использовать развитые поверхности. Типичным примером могут служить теплообменники с газом

или вязкими жидкостями в межтрубном пространстве и водой, паром или жидкостью с низкой вязкостью в трубах. Чем больше это отношение, тем более эффективным будет применение развитых поверхностей, поскольку при этом могут быть увеличены число и размер ребер¹;

«пересечение»² или близкие значения температур по горячей и холодной стороне. Конструкция теплообменников «труба в трубе» позволяет в точности воспроизвести режим противотока, и ситуация, при которой возникает «пересечение» температур, легко устранима. Поскольку теплообменники типа «труба в трубе» имеют модульную структуру, они могут быть смонтированы последовательно и параллельно с минимумом коммуникационных трубопроводов³ и на общем фундаменте;

высокие давления. Для выбранной мощности теплообменники «труба в трубе» имеют меньший диаметр наружной трубы, чем диаметр кожуха в кожухотрубных теплообменниках. Наружные трубы обычно не имеют сварных швов, и их диаметр варьирует от 50 до 200 мм, хотя в особых случаях возможны и большие диаметры. Следовательно, при высоком давлении в наружной трубе требуется меньшая толщина стенок из-за малого диаметра;

малые мощности. Теплообменники «труба в трубе» часто используются для небольших мощностей, при которых нет необходимости применять оребренные трубы (например, при использовании в качестве теплоносителя воды). В этом случае применяются гладкие трубы или пучки гладких труб.

Вследствие большого разнообразия комбинаций коэффициентов теплоотдачи, конструктивных материалов, давлений и т. д. трудно определить максимальную мощность или тепловую нагрузку, которая может быть рекомендована для теплообменников «труба в трубе». Но мощность примерно 1000 кВт можно считать экономически обоснованной.

3.2.2. Расчет параметров

А. Тепловой расчет.

Коэффициент теплоотдачи. Для расчетов коэффициентов теплоотдачи в трубах при течении однофазного потока следует использовать соотношения, приведенные в [2, 3], а при кипении или конденсации — методы, рекомендованные в разд. 2.6, 2.7, т. 1. Коэффициент теплоотдачи в трубе для случая оребренных труб следует отнести к внутреннему диаметру.

Для расчетов коэффициентов теплоотдачи со стороны обсадной трубы или в кольцевом канале следует использовать те же критериальные уравнения, что и для круглых труб с эквивалентным диаметром в качестве характерного размера.

Эквивалентный диаметр определяется следующим образом:

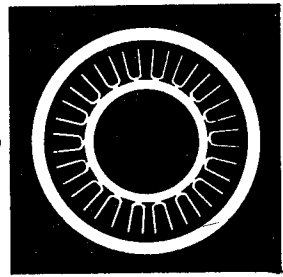
$$D_e = 4S/W_p; \quad (1)$$

¹ В этом случае переход к теплообменнику типа «труба в трубе» не является обязательным и весьма эффективными могут быть кожухотрубные теплообменники с оребренными по наружной стороне трубами (см. Нестеренко В. Б., Михалевич А. А., Тверковкин Б. Е. Быстрые реакторы и теплообменные аппараты с диссоциирующим теплоносителем. — Минск: Наука и техника, 1978. — 240 с.). (Примеч. ред.).

² Под «пересечением» здесь подразумевается возможность равенства или отрицательной разности температур горячего и холодного теплоносителя в некотором поперечном сечении. В кожухотрубном теплообменнике такая ситуация может возникнуть при неравномерном распределении расхода в межтрубном пространстве. (Примеч. ред.).

³ Практика показывает, что при использовании модульных теплообменников далеко не всегда достигается минимум коммуникационных трубопроводов. (Примеч. ред.).

Рис. 1. Сечение теплообменника «труба в трубе» с оребренной внутренней трубой



где S — площадь проходного сечения; W_p — смоченный периметр. Площадь определяется из соотношения

$$S = \frac{\pi D_i^2}{4} - t \left[\frac{\pi d_o}{4} - N_f \left(H_f T_f + \frac{R_f T_f}{2} \right) \right], \quad (2)$$

где D_i — внутренний диаметр обсадной трубы; N_t — число оребренных труб; d_o — наружный диаметр труб; N_f — число ребер; H_f — высота ребра; T_f — толщина ребра; R_f — ширина желоба у основания ребер (рис. 1). Обычно $R_f = 3T_f$, а периметр

$$W_p = \pi D_i^2 + N_t (\pi d_o + 2N_f H_f - N_f T_f). \quad (3)$$

Приведенные выше выражения не учитывают увеличение смоченного периметра за счет утолщения ребра у основания. Но поскольку ребра сами по себе достаточно тонкие, это не имеет большого значения.

В кольцевом канале теплообменника «труба в трубе» часто возникает ламинарный или переходной режим течения теплоносителя. В этом случае формирование пограничного слоя по длине ребер оказывает существенное влияние на теплообмен и учитывается в расчетах коэффициентов теплоотдачи. Коэффициенты теплоотдачи при ламинарном или переходном режиме течения могут быть увеличены за счет разделения и перемешивания потока продольными ребрами на определенных интервалах длин. Ребра разделяют поток в радиальном направлении от основания до наружной кромки, которая вызывает закручивание теплоносителя и перетекание его в соседние радиальные каналы. Данный эффект перемешивания обычно учитывается при расчетах коэффициентов теплоотдачи введением длины участка перемешивания по аналогии с длиной участка стабилизации потока. Очевидно, это приводит к увеличению и перепаду давления. Оптимальная длина участка перемешивания 300—1000 мм.

Эффективность оребрения. Коэффициент теплоотдачи со стороны наружной трубы должен быть скорректирован с учетом влияния ребер на теплоотдачу. Для определения эффективности оребрения E_f примем следующие допущения:

- отсутствует термическое сопротивление в местах крепления ребер к внутренней трубе;
- ребра имеют постоянное поперечное сечение;
- ребра изготовлены из однородного металла с постоянной теплопроводностью;
- градиенты температур поперек ребра пренебрежимо малы (для тонких ребер с большой высотой);
- коэффициент теплоотдачи и температура теплоносителя однородны со стороны оребренной поверхности.

В этом случае E_f вычисляется по соотношению

$$E_f = \frac{th H_f (\alpha_{fd} P_f / \lambda_f X_f)^{0,5}}{H_f (\alpha_{fd} P_f / \lambda_f X_f)^{0,5}}, \quad (4)$$

где α_{fd} — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к наружной поверхности трубы; λ_f — теплопроводность ребра; P_f — периметр ребра; X_f — площадь поперечного сечения ребра; L_f — длина ребра.

Так как $L_f \gg T_f$, то

$$P_f/X_f = 2(L_f + T_f)/L_f T_f, \quad (5)$$

или

$$P_f/X_f \approx 2/T_f. \quad (6)$$

Тогда

$$E_f = \frac{\text{th } H_f (2\alpha_{fd}/\lambda_f T_f)^{0.5}}{H_f (\alpha_{fd}/\lambda_f T_f)^{0.5}}. \quad (7)$$

Отметим, что

$$\text{th } x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}. \quad (8)$$

При определении эффективности оребрения должны быть учтены участки поверхности трубы между ребрами. Для этого существуют два способа. В [4] все параметры отнесены к внутренней поверхности. Это приводит к выражению

$$\alpha_{fid} = (E_f A_f + A_b) \frac{\alpha_{fd}}{A_i}, \quad (9)$$

где α_{fid} — коэффициент теплоотдачи для кольцевого канала, отнесенный к внутренней поверхности трубы; A_f — поверхность ребер; A_b — поверхность участков между ребрами; A_i — внутренняя поверхность. Затем вычисляются коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, и передаваемая мощность:

$$Q = U_{id} A_i \Delta T. \quad (10)$$

Принято, что все параметры отнесены к общей наружной поверхности A_o :

$$A_o = A_f + A_b. \quad (11)$$

Тогда эффективность оребрения E'_f может быть определена по соотношению

$$E'_f = \frac{A_f E_f + A_b}{A_o} = E_f \frac{A_f}{A_o} + \left(1 - \frac{A_f}{A_o}\right), \quad (12)$$

где A_f/A_o — доля оребренной поверхности; $(1 - A_f/A_o)$ — доля неоребренной поверхности.

Эффективный коэффициент теплоотдачи в кольцевом канале теплообменника «труба в трубе»

$$\alpha_{od} = E'_f \alpha_{fd}. \quad (13)$$

Коэффициент теплопередачи U_{od} рассчитывается по выражению

$$U_{od} = \left(\frac{1}{\alpha_{od}} + \frac{1}{\alpha_{id}} \frac{A_o}{A_i} + R_m \right)^{-1}, \quad (14)$$

где α_{id} — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, который приводится к общей наружной поверхности умножением на A_o/A_i ; R_m — среднее термическое сопротивление стенки, определенное из соотношения

$$R_m = \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2\lambda_w} \frac{A_o}{A_i}, \quad (15)$$

где d_o — наружный диаметр трубы; d_i — внутренний диаметр трубы; λ_w — теплопроводность материала трубы, которая может отличаться от λ_f .

Разность температур. Действительная разность температур равна среднелогарифмической разности температур, вычисленной обычным способом, но для одного или ряда последовательно соединенных по горячей и холодной сторонам теплообменников. Единственное отличие от обычной практики расчетов кожухотрубных теплообменников возникает, когда теплообменники подключаются в неодинаковой последовательно-параллельной комбинации.

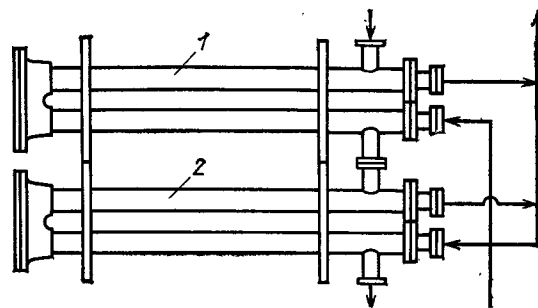


Рис. 2. Схема потоков для параллельно-последовательного соединения теплообменников 1 и 2

Рассмотрим два теплообменника «труба в трубе», подключенных последовательно для горячего теплоносителя в кольцевом канале и параллельно для холодного теплоносителя в трубе (рис. 2).

Максимальная разность температур в верхнем теплообменнике будет выше, чем в нижнем. Это приводит к передаче различного количества теплоты в каждом аппарате. Даже при условии, что оба теплообменника работают в режиме противотока, действительная разность температур будет существенно отличаться от среднелогарифмической.

Простейшим типом последовательно-параллельного соединения является последовательное подключение секций по горячей стороне и n параллельных холодных потоков или последовательное соединение секций по холодной стороне и n параллельных горячих потоков. Тогда Δt относительно легко может быть вычислено по соотношению

$$\Delta t = v(T_1 - t_1), \quad (16)$$

где T_1 — температура на входе по горячей стороне (T_2 — температура на выходе); t_1 — температура на входе по холодной стороне (t_2 — температура на выходе).

Для последовательно подключенного горячего потока и n параллельных холодных потоков v определяется из соотношения

$$\frac{1 - P'}{v} = \frac{nR'}{R' - 1} \ln \left[\frac{R' - 1}{R'} \left(\frac{1}{P'} \right)^{1/n} + \frac{1}{R'} \right], \quad (17)$$

где

$$P' = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}; \quad (18)$$

$$R' = \frac{T_1 - T_2}{n(t_2 - t_1)}. \quad (19)$$

Для последовательно подключенного холодного потока и n параллельных горячих потоков справедливо следующее соотношение для определения v :

$$\frac{1 - P''}{v} = \frac{n}{1 - R''} \ln \left[(1 - R'') \left(\frac{1}{P''} \right)^{1/n} + R'' \right], \quad (20)$$

где

$$P'' = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1};$$

$$R'' = \frac{n(T_1 - T_2)}{t_2 - t_1}. \quad (21)$$

Приведенные выше выражения получены в [4]. Аналогичные соотношения могут быть найдены для более сложных случаев, когда горячие и холодные потоки соединены более чем в одну параллельную цепь. В то же время можно вычислять среднелогарифмическую разность температур и пользоваться корректирующим множителем, кото-

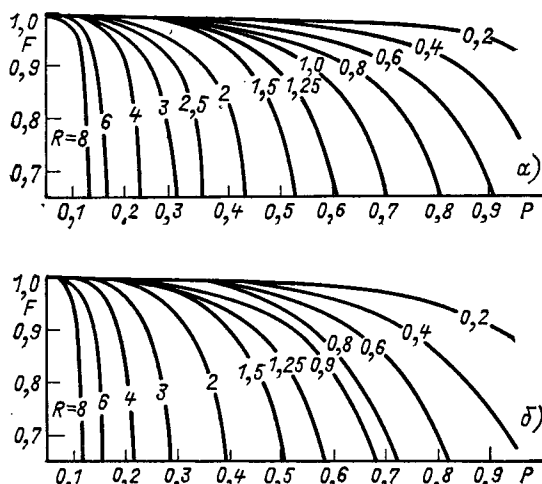


Рис. 3. Номограмма для корректирования средней разности температур:

a — один последовательно, два параллельно; *б* — один последовательно, четыре параллельно; $P = (T_1 - T_2) / (t_1 - t_2)$; $R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)$ при течении холодной жидкости в последовательном, а горячей в параллельном теплообменнике; $P = (T_1 - T_2) / (T_1 - t_1)$, $R = (t_2 - t_1) / (T_1 - T_2)$ при течении холодной жидкости в параллельном, а горячей в последовательном теплообменнике, где T_1 и T_2 — температуры на входе и выходе по горячей стороне, t_1 и t_2 — по холодной

рый находится из рис. 3. Номограммы, приведенные на рис. 3, отличаются от аналогичных для кожухотрубных многоходовых теплообменников.

При расчете теплообменника с числом параллельных соединений труб, равным числу параллельных соединений кольцевых каналов, следует пользоваться обычной среднелогарифмической разностью температур.

На рис. 4 показаны три варианта такого соединения. Теплообменная поверхность. Площадь теплообменной поверхности вычисляется по выражению

$$A = 2N_t L_f (2N_f H_f + \pi d_o), \quad (22)$$

где N_t — число оребренных труб; L_f — длина оребренного участка (или эффективная длина для гладких труб); H_f — высота ребра; d_o — наружный диаметр трубы; N_f — число ребер.

Отметим, что A представляет собой общую площадь поверхности двухходовой секции.

В. Параметры оребренных труб.

Высота ребра. Обычно высоту ребер выбирают равной размеру зазора между внутренней трубой и внешней (или кожухом) с некоторым запасом.

Этот запас должен быть таким, чтобы не вызывать затруднений при извлечении внутренней трубы, но он не

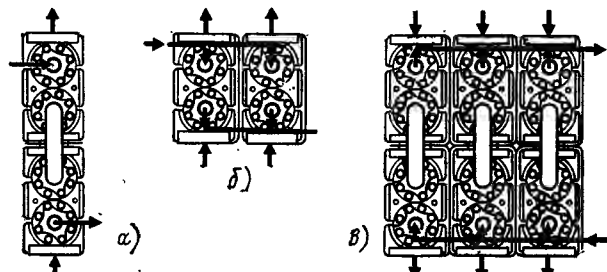


Рис. 4. Параллельно-последовательное подключение теплообменников с нормальной среднелогарифмической разностью температур: *a* — две последовательные секции; *б* — две параллельные секции; *в* — шесть секций, соединенных как две последовательные секции по три параллельных в каждой

должен быть слишком большим, поскольку ребра являются опорой для кольцевого канала.

Количество ребер. Число ребер должно быть кратно 4, что обусловлено способом производства оребренных труб. Максимальное число ребер зависит от диаметра трубы, толщины ребра и ширины желоба у основания ребра R_f (см. рис. 1). Приваренные ребра обычно имеют ширину основания желоба 1,8—2 мм, т. е. $2T_f$. Расстояние между соседними желобами должно быть также не менее $2T_f$. Это обеспечивает хорошее распределение потока между ребрами.

С. Потери давления. Потери давления во внутренней трубе вычисляются обычным способом с учетом эффективной длины U-образной трубы, которая может быть весьма значительной. Конструкции «труба в трубе» в отличие от многотрубных не имеют трубной доски, и применение оребренных труб вместо гладких не приводит к существенному увеличению потерь давления.

Многотрубные аппараты имеют трубную доску, и к ним применимы методы расчета потерь давления, разработанные для кожухотрубных теплообменников. Суммарные потери давления на входе и выходе, как правило, не превышают полтора скоростных напора, рассчитанного по скорости теплоносителя в трубе.

Потери на трение в кольцевом канале вычисляются по обычным критериальным уравнениям, причем в качестве характерного размера принимается эквивалентный диаметр. Коэффициенты трения для оребренных труб почти идентичны коэффициентам для случая течения во внутренней трубе во всех режимах течения, кроме переходного. Местные потери, обусловленные переменной направлением потока в U-образной трубе, составляют половину скоростного напора, рассчитанного по скорости в кольцевом канале. Потери давления во входных патрубках часто бывают весьма существенными.

Увеличение потерь давления, вызванное перемешиванием теплоносителя в радиальных каналах, учитывается умножением сопротивления трения на корректирующий множитель F_{ct} , определяемый следующим эмпирическим выражением:

$$F_{ct} = 1,58 - 0,525 L_{ct}, \quad (23)$$

где L_{ct} — длина участка перемешивания. (Отметим, что при $L_{ct} = 1$ $F_{ct} = 1$.)

3.2.3. Эксплуатация

Наиболее часто отложения зависят от температуры, и при фиксированной мощности теплообменник с развитой поверхностью имеет меньшую температуру металла, чем в случае применения гладких труб. Тем самым снижается скорость образования отложений. Продольный поток также не имеет застойных зон, в которых могут накапливаться отложения. Наконец, когда на поверхности накапливаются отложения (уменьшаются коэффициенты теплоотдачи), увеличивается эффективность оребрения и тем самым частично компенсируются потери в теплоотдаче.

Теплообменники «труба в трубе» часто изготавливаются в виде многосекционных аппаратов, соединенных последовательно-параллельно. При необходимости в изменении расхода можно подключить или отключить параллельные секции без воздействия на скорости или температуры.

В напряженных или тяжелых условиях работы установка дополнительной параллельной секции быстро окупается, обеспечивая возможность очистки и ремонта узлов без остановки всего аппарата.

Теплообменники «труба в трубе» имеют небольшую массу и легко устанавливаются при использовании минимального количества монтажного оборудования. Они не требуют больших фундаментов и часто могут быть присое-

динены к существующим устройствам. Стандартные опоры имеют болтовые отверстия со всех четырех сторон. Это означает, что многосекционные аппараты легко могут быть смонтированы вместе. Трубы кожухов, соединенные последовательно, нуждаются только в прокладках, а для соединения внутренних труб можно использовать простые поворотные переходники.

Раздел 3.3

КОЖУХОТРУБНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ С ОДНОФАЗНЫМИ ПОТОКАМИ

Таборек

3.3.1. Общие положения

Кожухотрубные теплообменники появились в начале XX века в связи с потребностями тепловых станций в теплообменниках с большой поверхностью, таких, как конденсаторы и подогреватели питательной воды, работающие при относительно высоком давлении. Кожухотрубные теплообменники применяются в качестве конденсаторов и подогревателей, и в настоящее время конструкция их в результате специальных разработок с учетом опыта эксплуатации стала намного более совершенной. В те же годы началось широкое промышленное применение кожухотрубных теплообменников в нефтяной промышленности. Для эксплуатации в тяжелых условиях потребовались нагреватели и охладители массы, испарители и конденсаторы для различных фракций сырой нефти и сопутствующих органических жидкостей. Теплообменникам часто приходилось работать с загрязненными жидкостями при высоких температурах и давлениях, и поэтому их необходимо было конструировать так, чтобы обеспечивалась легкость ремонта и очистки.

С годами кожухотрубные теплообменники стали наиболее широко применяемым типом аппаратов. Это обусловлено прежде всего надежностью конструкции, большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации, в частности:

- однофазные потоки, кипение и конденсация по горячей и холодной сторонам теплообменника с вертикальным или горизонтальным исполнением;
- диапазон давления от вакуума до очень высоких значений;

- в широких пределах изменяющиеся перепады давлений по обеим сторонам вследствие большого разнообразия вариантов;

- удовлетворение требований по термическим напряжениям без существенного повышения стоимости аппарата;
- размеры от очень малых до предельно больших (5000 м²);

- возможность применения различных материалов в соответствии с требованиями к стоимости, коррозии, температурному режиму и давлению;

- использование развитых поверхностей теплообмена как внутри труб, так и снаружи, различных интенсификаторов и т. д.;

- возможность извлечения пучка труб для очистки и ремонта.

Однако такое широкое разнообразие условий применения кожухотрубных теплообменников и их конструкций никоим образом не должно исключать поиск других, альтернативных решений, таких, как применение пластинчатых, спиральных или компактных теплообменников в тех случаях, когда их характеристики оказываются при-

простота конструкции, использование болтовых соединений, легкость обрешенных труб и минимальное число узлов обеспечивают минимум стоимости. Отдельные элементы могут быть легко и быстро заменены, особенно если имеется в наличии запасной элемент такого же типа. Это позволяет производить очистку загрязненного элемента, не останавливая всего технологического процесса.

емлемыми и их применение может привести к экономически более выгодным решениям.

Коротко остановимся на форме критериальных уравнений для расчета кожухотрубных теплообменников. Соотношения для расчета теплоотдачи в различных публикациях предлагаются в двух видах: на основе числа Нуссельта и Стентона. Основное критериальное уравнение имеет вид

$$Nu = C Re^m Pr^p, \quad (1)$$

где C , m и p — постоянные, определяемые экспериментально.

Оно может быть преобразовано в форму, удобную для графического представления:

$$J_{Nu} = Nu Pr^{-p} = C Re^m. \quad (2)$$

Другой вид этого уравнения, введенный Колберном, связан с использованием числа Стентона

$$St = Nu / Re Pr, \quad (3)$$

или

$$J_{St} = St Pr^{1-p} = C Re^{m-1}. \quad (4)$$

Соответственно

$$J_{Nu} = J_{St} Re. \quad (5)$$

Применение величины J_{St} в последнее время считается более предпочтительным, потому что оно допускает непосредственное сопоставление с коэффициентами трения. Но параметр J_{Nu} более удобен для обобщения экспериментальных данных в виде критериальных уравнений, поскольку число Нуссельта в большей степени зависит от числа Рейнольдса. В дальнейшем мы будем пользоваться величиной J_{St} , определенной по Колберну.

Под коэффициентом трения могут пониматься различные величины, и при подстановке его в уравнения для расчета перепадов давления это следует учитывать.

Процесс расчета характеристик кожухотрубного теплообменника состоит из вычислений коэффициентов теплоотдачи α и перепадов давлений по обеим сторонам. В этой главе представлены только методы теплогидравлических расчетов со стороны кожуха. Методы расчетов потоков внутри труб приведены в других разделах. В некоторых случаях, например при использовании пара в качестве теплоносителя в межтрубном пространстве, коэффициент теплоотдачи α со стороны кожуха обычно известен и теплогидравлический расчет сводится к вычислениям параметров потока внутри труб (которые в этих случаях будут вносить наиболее существенный вклад в термическое сопротивление). Тем не менее метод и последовательность расчетов, приведенные в этой главе, применимы и в этих случаях.

3.3.2. Методы теплогидравлического расчета потоков в межтрубном пространстве

Все опубликованные методы расчета теплоотдачи и потерь давления в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников можно разделить на несколько групп:

методы, основанные на исследованиях обтекания идеальных пучков¹ и даже одиночных труб;

«интегральный» подход, в котором учитывается обтекание перегородок потоком теплоносителя, но не учитывается влияние утечек и байпасирования;

«аналитический» подход, основанный на многопоточковой модели и приближенном методе Тинкера;

«метод анализа потока», который состоит в последовательных приближениях на основе модели Тинкера;

метод Делаверского университета, в котором используется модель Тинкера, но с самых общих позиций и без последовательных приближений;

численные методы расчета характеристик потока (численное решение уравнений движения на должным образом выбранной сетке). Применение этого метода описано в [1, 2]. Расчет полей скорости позволяет легко определять локальные значения коэффициентов теплоотдачи. Однако хотя численные методы перспективны, их трудно использовать в инженерной практике, особенно для сложных конструкций. Поэтому все еще нет подходящей замены методам, перечисленным выше.

Хороший обзор состояния исследований по данному вопросу представлен в [3, 4].

А. Уравнения для идеальных пучков. В начале 30-х годов было обнаружено, что параметры потока в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника, снабженного перегородками, изменяются аналогично параметрам потока, протекающего через идеальный пучок, ограниченный двумя пластинами.

В [5] было предложено критериальное уравнение в виде

$$Nu_f = 0,33 (Re_f)^{0,6} (Pr_f)^{0,33}, \quad (1)$$

в котором в качестве характерного размера использовался наружный диаметр трубы и скорость потока рассчитывались в минимальном проходном сечении пучка. Физические свойства определяются по температуре потока, и это позволяет учесть неизотермичность потока. Это уравнение приемлемо для пучков труб, размещенных в шахматном порядке, при $Re > 2000$. При наличии перегородок в кожухе, когда байпасирование и перетечки снижают тепловую эффективность, позднее был предложен множитель 0,6.

Данные по поперечному обтеканию идеальных пучков турбулентным потоком для большого числа компоновок [6] подтвердили справедливость уравнения (1) для обычных размещений пучков в теплообменнике. Окончательное критериальное уравнение с учетом температурного фактора приняло вид

$$Nu = 0,2 Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (2)$$

где μ — вязкость теплоносителя; μ_w — вязкость теплоносителя, рассчитанная по температуре стенки трубы.

В этом уравнении все параметры рассчитываются по среднemasовой температуре. Уравнение справедливо для турбулентного потока при $2000 < Re < 40\,000$.

Отметим, что множитель 0,2 представляет собой произведение множителя 0,33 из (1) на 0,6. Уравнение (2) может быть использовано для приближенных оценок.

Данные по ламинарному режиму течения (обтекание одиночной трубы воздухом) приведены в [7]. При $Re < 10$

наклон кривой соответствует показателю 0,33, предсказанному теоретически.

Количество опубликованных работ по этому вопросу достаточно велико. Ограничимся лишь ссылкой на [8, 9], в которых приведены хорошие обзоры.

В. Методы, основанные на интегральном подходе.

Из нескольких интегральных методов основными являются следующие два. Первый метод [10, 11] применяется для теплообменников без перегородок. Он основан на том, что в критериальном уравнении (2) для расчета теплоотдачи используются проходные сечения для потока, представляющие собой среднегеометрические значения между минимальным поперечным проходным сечением пучка труб и проходным сечением продольного потока через свободный сегмент перегородки.

Второй метод [12] используется для теплообменников с перегородками, в которых отношение высоты свободного сегмента к внутреннему диаметру кожуха равно 0,25. Такое отношение близко к оптимальному. Характерный размер в числах Нуссельта и Рейнольдса равен эквивалентному диаметру пучка, что позволяет учесть его конфигурацию. Хотя этот метод не может быть рекомендован для каких-нибудь других случаев, тем не менее многие практические рекомендации метода остаются качественно справедливыми.

С. Методы, основанные на аналитическом подходе.

Схема течения теплоносителя в межтрубном пространстве изображена на рис. 1 и принадлежит Тинкеру [14]. Теплоноситель разделяется на некоторое число потоков следующим образом.

Поток *A* представляет собой перетечки через щели, образованные зазором между отверстиями для труб в перегородке и стенкой трубы. Поток *B* является основным поперечным потоком. Такой поток возникает при обтекании идеального пучка труб. Поток *C* — байпасный поток через зазор между пучками труб и стенкой кожуха (отметим, что размер зазора будет отличаться в различных конструкциях пучков, таких, как с фиксированной и плавающей трубной доской и т. д.). Поток *E* представляет собой перетечки через зазор между кромкой перегородки и стенкой кожуха (см. рис. 3). Поток *F* — байпасный поток между двумя половинами трубного пучка [13]. Этот поток ведет себя аналогично потоку *C*, но присутствует только в некоторых конструкциях трубных пучков.

Основной принцип рассматриваемого подхода заключается в том, что потери давления в основном потоке *B* будут играть роль движущей силы для других потоков, вынуждая их протекать через соответствующие зазоры (рис. 2 и 3).

Для лучшего понимания физического механизма модели распределения потоков (см. рис. 1) представлена в виде диаграммы на рис. 4, где потоки показаны стрелками и обозначены в соответствии с обозначениями рис. 1, а перепады давлений для каждого потока изображены волнистой линией и буквой *K* с соответствующим индексом.

Поперечный *B*, байпасные *C* потоки и поток *F* показаны протекающими в пространстве между перегородками,

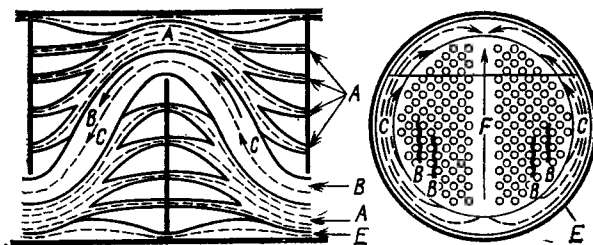


Рис. 1. Распределение потоков в межтрубном пространстве при наличии перегородок [14]

¹ Обтекание идеальных пучков здесь и далее означает течение в межтрубном пространстве без перегородок и без учета влияния кожуха. (П р и м е ч. р е д.)

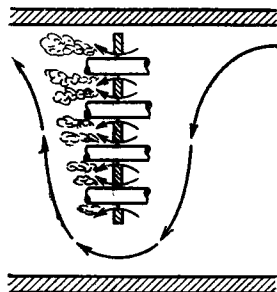


Рис. 2. Протечки через зазоры между трубами и отверстиями в перегородках (поток А)

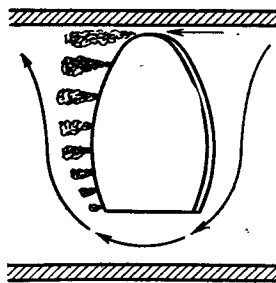


Рис. 3. Протечки в зазорах между кожухом и перегородкой (поток Е)

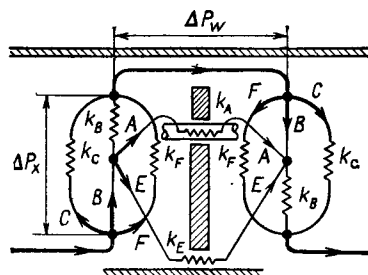


Рис. 4. Модель потоков в межтрубном пространстве и их сопротивления при огибании перегородки [13]

соединяющимися в окне сегментной перегородки и снова разделяющимися за ней.

Потоки через зазоры в перегородках (А и Е) протекают от гипотетической центральной точки с одной стороны перегородки до соответствующей точки с другой стороны.

Расход каждого потока связан с потерями соотношением

$$\Delta p_j = c K_j \left(\frac{\dot{M}_j}{S_j} \right)^2, \quad (3)$$

где $\dot{M}_j$ — расход j -го потока (А, В, С, Е, F соответственно); S_j — площадь поперечного сечения соответствующего потока; K_j — коэффициент сопротивления j -го потока, в частности для любой формы канала и числа Рейнольдса.

Перепады давлений связаны соотношениями

$$\Delta p_C = \Delta p_F = \Delta p_B = \Delta p_X; \quad (4)$$

$$\Delta p_A = \Delta p_E = \Delta p_W, \quad (5)$$

где Δp_X и Δp_W — потери давления в поперечном потоке и в зазорах, показанные на рис. 4.

Эти уравнения замыкаются уравнением баланса расходов

$$\dot{M} = \sum \dot{M}_j = \dot{M}_A + \dot{M}_B + \dot{M}_C + \dot{M}_E + \dot{M}_F. \quad (6)$$

Поскольку площади поперечных сечений потоков определены, (3) и (6) могут быть решены, если известны коэффициенты сопротивлений K_j . Решение после некоторых упрощений можно представить в следующем виде:

$$F_j = Q_j / \Sigma Q_j; \quad (7)$$

$$Q_j = S_j \sqrt{1/K_j}, \quad j = B, C, F, \quad (8)$$

или

$$Q_j = S_j \sqrt{(1+z)/K_j}, \quad j = A \text{ или } B, \quad (9)$$

причем

$$z = \Delta p_W / \Delta p_X; \quad (10)$$

$$\dot{M}_j = (F_j) (\dot{M}), \quad (11)$$

где F_j — доля потока j , отнесенная к общему расходу $\dot{M}$; Q_j — относительное значение потока, введенное для упро-

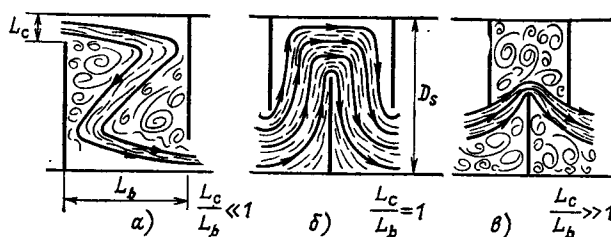


Рис. 5. Структура потока через пучки труб с перегородками и влияние отношения высоты отсекаемого сегмента к расстоянию между перегородками: а — $L_c/L_b < 1$; б — $L_c/L_b = 1$ (Re малое); в — $L_c/L_b > 1$

щения алгебраических преобразований; Δp_W , Δp_X — потери давления в зазорах перегородки и в поперечном потоке соответственно.

Поскольку значения K_j зависят от числа Рейнольдса, приведенная выше система уравнений должна быть решена последовательными приближениями.

Отметим, что в этом аналитическом методе уравнения для перепадов давления должны быть решены первыми для последующего определения эффективных расходов каждого потока. Эти значения применяются для решения уравнения теплопередачи. При этом предполагается, что поток Е не оказывает влияния на теплоотдачу.

Для лучшего понимания физики течения в межтрубном пространстве необходимо учесть два дополнительных фактора:

визуальные наблюдения [16—18] показали, что влияние различных потоков меняется в широких пределах. Результаты наблюдений схематически показаны на рис. 5. Очевидно, что при расчете характеристик теплообмена должен быть введен соответствующий параметр эффективности. Другими словами, методы для практических расчетов следует скорректировать;

в результате широких исследований в Делаверском университете были получены значения коэффициентов сопротивлений в зазорах для потоков А и Е, необходимых для расчетов гидравлических потерь, ряд данных по теплообменникам с перегородками небольших размеров в зависимости от изменения различных параметров, а также данные для идеальных пучков при ламинарном и переходном режимах течения.

Первым непосредственным результатом этих исследований была разработка метода Делаверского университета [19, 20]. Самое подходящее название этому методу — «полуаналитический», так как он основан на модели течения в идеальном пучке труб с учетом перетечек и байпасного потока, но без учета взаимодействия между ними. По сравнению с более ранними методами были внесены другие уточнения, такие, как влияние высоты свободного сегмента перегородок и обратных градиентов температур, возникающих при ламинарном режиме течения.

Следующим шагом в развитии методов было применение модели Тинкера совместно с использованием итерационных вычислительных процессов. Чтобы отличать этот метод от безытерационных, он назван «методом анализа потоков» [13]. Итерационный вычислительный процесс выглядит следующим образом:

1. Задаются начальные значения K_j и z . Проходные сечения для потоков известны для выбранной конфигурации.

2. Решаются уравнения (7) — (11) для определения F_j и $\dot{M}_j$.

3. По найденным значениям расходов $\dot{M}_j$ по критериальному уравнению уточняются коэффициенты сопротивлений K_j .

4. Вычисляются потери давления в поперечном потоке и в зазорах с последующим определением z .

5. Предыдущие значения F_j сравниваются с новыми значениями, и вычисления повторяются, начиная с п. 2, до достижения приемлемой точности (обычно $\pm 0,5\%$) по F_j или z .

Сходимость итерационного процесса мало зависит от начального приближения и обычно он сходится достаточно быстро. Число последовательных приближений для достижения точности около 0,5 % по отдельным потокам изменяется в пределах от 2 для турбулентного режима течения до 15 для ламинарного.

После завершения гидравлических расчетов имеется вся необходимая информация для расчетов теплопередачи. При всех аналитических методах расчета в основном учитывается поперечный поток B , который возникает и в идеальных пучках. Вклад в теплообмен других потоков определяется по наиболее подходящим эмпирическим данным. Интересно проследить степень влияния на теплообмен различных потоков. В удачно подобранной конструкции теплообменника (нормальные технологические допуски, по мере необходимости байпасные потоки перекрыты уплотняющими полосами, размещение перегородок согласовано с высотой свободного сегмента) вклады в теплоотдачу различных потоков, рассчитанные для промышленных теплообменников по данным компании Heat Transfer Research, Inc., были следующими:

Поток	Турбулентный режим, %	Ламинарный режим, %
B	40—70	25—50
$C + F$	15—20	20—30
E	6—20	6—40
A	9—20	4—10

Данный метод также позволил впервые учесть влияние байпасного потока и перетечек на искажения профиля температур. Температура этих потоков изменяется намного меньше, чем температура поперечного потока B , который непосредственно контактирует с теплообменной поверхностью. Перемешивание возникает в некотором пространстве между перегородками и в конечном счете вблизи кромок. Однако неполное перемешивание, особенно для ламинарного режима течения, приведет к искажению профиля температур, который используется в расчетах средней разности температур. Это, в частности, может привести к опасным последствиям при близких значениях температур с обеих сторон и больших перетечках потока E , который по принятым допущениям не влияет на теплоотдачу и не смешивается с другими потоками. Из всех нерешенных проблем для потока со стороны кожуха искажение профиля температур является, по-видимому, самой серьезной, и в дальнейшем будут приложены все усилия, чтобы решить ее с той же точностью, что и гидродинамическую задачу.

В заключение можно отметить следующее:

все интегральные методы не могут быть рекомендованы, так как их применение приводит потенциально к большим ошибкам. Метод Делаверского университета, требующий всего лишь более сложных вычислений, обеспечивает большую точность;

хотя модель течения Тинкера наиболее близка к реальным процессам, ее преимущества реализуются полностью только при использовании итерационных вычислительных методов, приемлемых для цифровых ЭВМ. Критериальные соотношения для коэффициентов сопротивления K , обобщающие расчеты по модели Тинкера, неизвестны в литературе;

для практических приложений наиболее приемлемым является метод Делаверского университета.

В последующих разделах метод Делаверского университета рассматривается более подробно. Его модификация предлагается в качестве рекомендуемого метода для теплогидравлических расчетов межтрубного пространства.

3.3.3. Рекомендуемый метод

Анализ методов, проведенный в § 3.3.2 для выбора рекомендуемого в этом справочнике, показал, что метод Делаверского университета наиболее приемлем из них по следующим причинам:

для применения этого метода достаточно **небольших** калькуляторов, которые могут использоваться совместно с расчетами вручную по графикам. Даже при наличии сложных программ расчета для больших ЭВМ всегда есть и будет необходимость в расчетах характеристик теплообменника простыми методами. Только когда расчеты выполняются вручную, у инженера будет развиваться хорошее понимание физического процесса в отличие от обезличенных обчетов «черного ящика» по машинным программам; рекомендуемый метод может быть легко запрограммирован даже на микрокалькуляторах с возможностями программирования. Это, вероятно, наиболее эффективный путь использования метода, при котором инженер освобождается от затрат времени на монотонные вычисления; метод базируется на модели распределения потоков Тинкера и поэтому является более надежным, чем «интегральные» методы.

А. Структура метода. В расчетах используются фактор теплообмена j_i и коэффициенты сопротивления f_j для идеальных пучков, и затем вносятся соответствующие поправки в α_i и Δp_i для учета отклонений, обусловленных различным расщеплением потоков.

Фактор теплообмена j_i и коэффициент сопротивления f_i определяются следующим образом:

$$j_i = \frac{\alpha_i}{c_p m} (Pr)^{2/3} (\Phi) - r = f \quad (Re, \text{ геометрических параметров}); \quad (1)$$

$$f_i = 10^3 \frac{\Delta p_i \rho}{2 (\dot{m})^2 N_c} (\Phi) r = f \quad (Re, \text{ геометрических параметров}); \quad (2)$$

где Φ — температурный фактор.

Число Рейнольдса в (1) — (2) рассчитывается в минимальном проходном сечении потока по полному расходу теплоносителя под кожухом. В этом состоит отличие от метода Тинкера и метода анализа потоков, в которых определяющими являются индивидуальные потоки. Не делается никаких попыток представить кривые для j_i и f_i (см. рис. 1—3, § 3.3.7) в виде критериальных уравнений. Конструктор может найти соответствующие значения непосредственно из графиков или, если используются ЭВМ, применить интерполяционные кривые. Диаграмма распределения потоков показана на рис. 1, § 3.3.2. Поток B считается основным потоком в теплообменнике, остальные потоки учитываются с помощью соответствующих поправок.

Не все перетечки и байпасные потоки оказывают одинаковое влияние на характеристики теплообменника, и, конечно, они проявляются по-разному в зависимости от геометрических характеристик кожуха. Например, поток A относительно мало влияет на коэффициенты теплоотдачи и умеренно на перепад давлений. Поток C оказывает существенное влияние на характеристики, но оно может быть сведено к минимуму устранением зазоров. Влияние потока E наиболее существенно, и, к сожалению, немного можно сделать для компенсации этого влияния. Наконец, поток F между двумя половинами пучка труб не очень существенно воздействует на характеристики и, в некотором смысле, может рассматриваться как и байпасный поток между стенок кожуха и пучком труб.

При применении этого метода не используются действительные значения потоков для корректировки расхода в потоке B , а принимается ряд поправок к значениям α_i и Δp_i , позволяющих учесть уменьшение потока B вследст-

вие байпасирования и перетечек. Более подробные объяснения такого подхода будут приведены позднее. Способы определения этих поправок из экспериментальных данных приведены в [2]. В этой связи полезно отметить следующее. В первоначальном представлении эти поправки имели вид $1 - \alpha_i/\alpha_i = f$ (геометрических параметров), (3)

где α_i — коэффициент теплоотдачи при наличии перетечек. В более поздних публикациях вид (3) был изменен, и выражения для коэффициентов теплоотдачи с учетом перетечек и байпасирования приняли более удобную для использования форму:

$$\alpha_i = \alpha_i J_i, \quad (4)$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи идеального пучка (т. е. наличие только потока В).

В. Уравнение для расчета теплообмена. Основное выражение для расчета эффективного среднего коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c J_i J_b J_s J_f), \quad (5)$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании идеальных пучков труб. Его значение вычисляется в предположении, что поток полностью проходит через пучок труб, размещенных вокруг осевой линии теплообменника. α_i находятся по кривым для J_i (см. § 3.3.7);

J_c — коэффициент, учитывающий теплопередачу в окне сегментной перегородки и осредненный для всего теплообменника (см. рис. 7, § 3.3.6), существенно зависит от доли труб в теплообменнике, которые обтекаются поперечным потоком (т. е. труб, размещенных в перекрываемой перегородками области). Его значение равно 1 для теплообменников, у которых в окнах перегородок нет труб, 1,15, если окна очень малы (и скорости в окнах перегородок велики), и 0,65 для очень больших значений высоты свободного сегмента перегородок. Типичное значение этого коэффициента для хорошей конструкции теплообменника приближенно равно 1. При этом считается, что поверхность труб в сегментных окнах перегородок находится в одинаковых условиях теплообмена с поверхностью труб, омываемых поперечным потоком;

J_i — коэффициент для учета перетечек через перегородку, включая перетечки как через зазоры между перегородками и кожухом, так и через зазоры между трубами и отверстиями для труб в перегородках потоки А и Е. Этот коэффициент зависит от отношения общей площади зазоров к площади проходного сечения для поперечного потока и также от отношения площади зазоров между перегородкой и стенкой кожуха к площади зазоров между трубами и отверстиями для труб в перегородках. J_i учитывает перетечки через зазоры между кожухом и перегородкой в большей степени, чем перетечки через перегородки в местах проходов труб. Он также зависит от соответствующих допусков, и поэтому предпочтение отдается конструкциям с минимальными, предельно допустимыми значениями. J_i ухудшает характеристики, если перегородки расположены слишком тесно и поперечный поток становится соизмеримым с перетечками. Обычно значение J_i находится в пределах от 0,7 до 0,8 (см. рис. 9, § 3.3.6);

J_b — коэффициент для учета байпасных потоков С и F. J_b выбирается в зависимости от конструкции. При относительно небольших допусках между периферийными трубами и кожухом при фиксированной трубной доске $J_b \approx 0,9$, тогда как при многих больших допусках, необходимых для конструкции с плавающей трубной доской, $J_b \approx 0,7$. J_b также учитывает улучшение конструкции при использовании уплотняющих элементов (прокладок). Как правило, это продольные металлические полосы между периферийными трубами и кожухом, прикрепленные к перегородкам. Они периодически вынуждают байпасный поток возвращаться в межтрубное пространство, что обуславливает увеличение локальной скорости и коэффициента теп-

лоотдачи и смещение байпасного потока с основным поперечным. Удачное применение уплотняющих прокладок в разъемном кольце или в плавающей трубной доске может увеличить J_b от 0,7 до 0,9 (см. рис. 10, § 3.3.6);

J_s — коэффициент, учитывающий различное размещение перегородок на входе и на выходе. Размеры входных патрубков часто бывают такими, что их необходимо размещать достаточно далеко от трубной доски и может потребоваться увеличение числа перегородок на входе и выходе. Этот коэффициент позволяет скорректировать осредненные характеристики, изменение которых обусловлено локальным снижением скоростей. Обычно J_s находится в пределах от 0,85 до 1 (см. рис. 13, § 3.3.6);

J_f — коэффициент, учитывающий противоположные градиенты температур, возникающие при ламинарном течении. Хорошо известно, что в ламинарном потоке коэффициенты теплоотдачи уменьшаются с увеличением расстояния от начала обогреваемого участка. Это связано с развитием противоположного градиента температур вследствие теплопроводности. Этот градиент препятствует дальнейшей передаче теплоты и поэтому снижает локальные и средние коэффициенты теплоотдачи с увеличением расстояния. Этот множитель был рассчитан теоретически для каналов с простой формой сечения, таких, как трубы с круглым сечением. При исследовании поперечного обтекания пучков труб экспериментально было найдено, что существует противоположный градиент. В больших теплообменниках с ламинарным режимом течения ($Re < 20$) наличие этого градиента может привести к снижению среднего коэффициента теплоотдачи в 2 раза или более по сравнению с коэффициентами, полученными при обтекании десятирядного пучка труб. Этот множитель отличен от единицы, только если число Рейнольдса потока со стороны кожуха меньше 100, и играет существенную роль при чисто ламинарном режиме течения при $Re_s < 20$ (см. рис. 12, § 3.3.6).

Произведение этих коэффициентов для хороших конструкций кожухотрубных теплообменников обычно приближенно равно 0,6, т. е. средний коэффициент теплоотдачи со стороны кожуха составляет 60% вычисленного при условии, что весь поток протекает через идеальный пучок труб между двумя перегородками.

Заметим, что в данном расчете не отражено взаимодействие между потоками. Например, если зазоры для байпасных потоков изменились бы (при замене фиксированной трубной доски на плавающую с разъемными кольцами), то изменился бы только коэффициент J_b . На самом деле, любые изменения в каком-либо потоке неизбежно вызовут изменения в других. Однако такое взаимодействие потоков может быть учтено только путем намного более сложных вычислений, что экономически не всегда целесообразно.

С. Перепад давления в межтрубном пространстве. Перепад давлений со стороны кожуха вычисляется суммированием перепадов во входном и выходном сечениях, перепадов на участках с поперечным потоком и в окнах перегородок. При расчете также используются коэффициенты трения в идеальных пучках в качестве основы с соответствии с (2). Поправочными коэффициентами (по аналогии с коэффициентами теплоотдачи) являются следующие:

R_i — коэффициент для учета перетечек (потоки А и Е). Этот множитель отличен по величине от J_i , но зависит от таких же отношений площади проходного сечения для перетечек в перегородке к площади проходного сечения для поперечных потоков. Как правило, $R_i \approx 0,4 \div 0,5$, хотя могут быть и более низкие значения в теплообменнике с близко расположенными перегородками (см. рис. 8, § 3.3.6);

R_b — коэффициент для учета байпасного потока (потоки С и F). Его значение также отличается от J_b , и физический смысл тот же. Обычно $R_b \approx 0,5 \div 0,8$ в зависимости от типа и числа уплотняющих элементов. Более низкие значения должны быть в теплообменниках с плавающей

трубной доской и с одной или двумя парами уплотняющих прокладок, более высокие — в теплообменниках с фиксированной трубной доской (см. рис. 11, § 3.3.6);

R_s — коэффициент для учета входных и выходных участков, для которых расстояние от перегородок до входных и выходных патрубков отличается от шага между перегородками внутри кожуха (см. § 3.3.8).

Пусть ΔP_{bi} — перепад давлений при обтекании идеального пучка поперечным потоком и Δp_{wi} — перепад давлений при течении через окно сегментной перегородки (более подробно см. § 3.3.8). Тогда для теплообменника, в котором есть как байпасные потоки, так и перетечки, составляющие суммарного перепада давлений могут быть вычислены следующим образом.

Потери давления в поперечном потоке между двумя перегородками (от одной кромки перегородки до другой) зависят как от байпасного потока, так и от перетечек. Поэтому суммарный перепад во внутренних сечениях для поперечного потока

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} (N_b - 1) R_l R_b, \quad (6)$$

где N_b — число перегородок.

Потери давления в окнах сегментных перегородок зависят от перетечек и не зависят от байпасных потоков. Поэтому суммарный перепад в окнах перегородок

$$\Delta p_w = \Delta p_{wi} N_b R_l. \quad (7)$$

Потери давления во входных и выходных сечениях зависят от байпасных потоков и не зависят от перетечек. Дополнительно должно быть учтено возможное увеличение размеров перегородок во входных и выходных сечениях. Поэтому суммарный перепад давления во входном и выходном сечениях

$$\Delta p_l = \Delta p_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} R_b R_s, \quad (8)$$

где N_c и N_{cw} — число рядов труб, пересекаемых перегородкой и в окне перегородки соответственно. Общий перепад давления в теплообменнике

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_l. \quad (9)$$

Хотя каждый из корректирующих факторов может изменяться в широких пределах, зависящих от конструкции теплообменника, общий перепад давления со стороны кожуха в типичном кожухотрубном теплообменнике составляет примерно 20—30% перепада давления, который рассчитывался бы для потока через такой же теплообменник, но без учета перетечек и эффектов байпасирования. Фактически это самый большой недостаток предыдущих соотношений для расчета перепадов давления. При отсутствии представления о существенном влиянии перетечек и байпасных потоков ничего необычного не было в том, что результаты расчетов перепада давления по некоторым методикам просто завышались в 2, а то и в 10 раз. Следует, однако, отметить, что завышенные перепады давления могут существенно повлиять на расчеты теплопередачи в кожухотрубном теплообменнике. Как правило, размеры элементов конструкции рассчитаны на предельно допустимое значение перепада давления. Если перепады давления завышены, то возникает необходимость в увеличении шага размещения перегородок, диаметра кожуха или других изменений размеров кожуха, которые уменьшают скорость жидкости в межтрубном пространстве. Но уменьшение скорости приводит к снижению коэффициентов теплоотдачи и увеличению размеров аппарата. В некоторых случаях в результате уменьшения скорости может увеличиться загрязнение поверхности теплообмена. Таким образом, корректное определение перепадов давления не менее важно, чем расчеты коэффициентов теплоотдачи.

D. Точность рекомендуемого метода. Если конструкция теплообменника выбрана достаточно удачно (размещение перегородок, высота свободного сегмента, тип пучка труб, проходные сечения для байпасных потоков и перетечек), то вероятная точность метода будет значительно лучше, чем для неоптимальной конструкции.

Основное достоинство метода заключается в учете искажений профиля температуры, обусловленных байпасными потоками и перетечками. К тому же часто не представляют себе достаточно ясно, что даже в простейшем случае потока внутри трубы, рассчитываемого по наилучшим критериальным уравнениям, погрешности расчета в среднем составляют $\pm 15\%$.

Для ответа на вопрос о вероятной точности рекомендуемого метода для теплоносителя со стороны кожуха можно привести следующие соображения, справедливые для хорошей конструкции теплообменника:

для теплоотдачи при турбулентном течении следует ожидать погрешность в пределах $\pm 25\%$, хотя в некоторых случаях точность будет несколько выше. Потери давления при турбулентном режиме будут иметь разброс $\pm 40\%$ для 75% опытных данных, и этот разброс будет увеличиваться по мере приближения размеров и свойств жидкости к предельным значениям. Однако в среднем будет тенденция к завышению расчетных значений и к уменьшению разброса;

при ламинарном режиме течения расчетные значения коэффициентов теплоотдачи и перепада давления имеют погрешности преимущественно в безопасную сторону, но разброс данных слишком велик для того, чтобы оценить тенденции. При этом режиме нет необходимости в поправках на факторы надежности.

Несколько дополнительных замечаний может быть полезно для интерпретации возможных погрешностей. В техническое задание на проектирование аппарата часто закладываются завышенные значения термических сопротивлений отложений, и расчетные характеристики меньше зависят от погрешностей определения коэффициента теплоотдачи. Таким образом, приведенные выше значения погрешностей коэффициента теплопередачи становятся намного меньше. Это характерно для всех подобных случаев. Например, если доля сопротивления потока в межтрубном пространстве в общем термическом сопротивлении составляет 40% (достаточно обычное явление), то погрешность расчета коэффициентов теплоотдачи 20% вызовет погрешность расчета коэффициента теплопередачи 12%.

Допустимый перепад давлений обычно устанавливается в самом начале из соображений надежности. Исключениями являются промежуточные охладители компрессоров и аналогичные аппараты, в которых перепады давления являются основными экономическими параметрами. Другие неопределенности, в основном в физических свойствах, составе теплоносителя, скоростях потока и температурах, скорее, имеют тенденцию к компенсации друг друга, чем становятся причиной дополнительных погрешностей. Таким образом, вопрос о точности и необходимости в запасах характеристик должен быть отложен до экспериментальной проверки с учетом всех перечисленных выше обстоятельств.

3.3.4. Конструирование кожухотрубных теплообменников

A. Элементы конструкции. Чрезвычайно важно, чтобы конструктор кожухотрубных теплообменников хорошо представлял себе, как влияют на характеристики аппарата элементы конструкции, а именно тип кожуха, вид крепления пучка труб, диаметр труб, длина труб, шаг размещения пучка, тип перегородок, их размещение и высота свободного сегмента.

Тип кожуха. Основным типом кожуха является класс Е* с входным и выходным патрубками на противоположных концах для одного хода теплоносителя. Метод, изложенный здесь, без всяких оговорок применим только к этому классу кожухов (см. § 3.3.10).

Класс J — кожух с так называемым разделенным потоком, с одним входным и двумя выходными патрубками (поток в этом случае делится пополам). Потери давления для этого класса кожухов составляют примерно 1/8 низких потерь давления для кожуха класса Е. Используется в основном в условиях низких перепадов давления, например в газовых охладителях.

Класс G — кожух с расщепленным потоком и с продольной перегородкой. Потери давления для такого кожуха примерно такие же, как и для кожуха класса Е, но тепловая эффективность выше. В основном используется для испарителей, но иногда может применяться и для однофазных потоков.

Класс X — кожух, в котором используется чисто поперечное обтекание пучков труб теплоносителем и отсутствуют перегородки. Для кожухов этого класса характерны предельно низкие потери давления. Используется для газов и конденсирующихся паров при низком давлении.

Класс F — кожух, в котором осуществлена двухходовая схема движения теплоносителя благодаря наличию продольной перегородки. Используется для замены двух последовательных секций при малой разности температур теплоносителей или невысокой скорости потока в межтрубном пространстве, когда применение кожухов класса Е исключено. Перепад давления приблизительно в 8 раз выше, чем для кожухов класса Е, но это обычно вполне приемлемо по указанным выше соображениям. Вследствие возможных перетечек через продольную перегородку промышленное применение кожухов класса F весьма ограничено.

Диаметр труб. С точки зрения теплогидравлических характеристик предпочтительней трубы малого диаметра. Кроме того, трубы меньшего диаметра обеспечивают большую теплообменную поверхность в пределах заданного диаметра кожуха. Из опыта по очистке труб следует, что наружный диаметр не должен быть меньше 20 мм. Для испарителей и конденсаторов выбор диаметра труб определяется другими соображениями.

Длина труб. Общая тенденция такова, что чем длиннее трубы, тем меньше стоимость теплообменника при фиксированной поверхности. Это обусловлено тем, что в этом случае значения диаметра кожуха, толщина трубной доски и фланца, а также количество дистанционирующих устройств и отверстий для сверления минимальны. Ограничивающими факторами являются разумное соотношение между площадями проходных сечений в межтрубном пространстве и шагом размещения перегородок, а также конкретные условия эксплуатации. Обычно наилучшие характеристики обеспечиваются при отношении длины труб к диаметру кожуха 5—10.

Тип трубного пучка и шаг размещения. Из опыта эксплуатации следует, что достаточная гарантия прочности креплений труб обеспечивается при шаге пучка, в 1,25 раза большем, чем диаметр труб, и (или) при минимальном расстоянии между трубами приблизительно 3,2 мм. Вообще говоря, предпочтительными являются наименьший шаг в треугольном пучке труб при очистке поверхности продувками и минимальное расстояние между поверхностями труб, равное 6,4 мм в шахматных и коридорных пучках при механической очистке. Однако могут быть исключения, в особенности если должны регулироваться перепад давления или скорость потока.

Тип и размещение перегородок, высота свободного сег-

мента. Поперечные перегородки обеспечивают поперечное обтекание пучков труб и препятствуют их провисанию и возможной вибрации. Наиболее распространенным типом перегородок являются сегментные перегородки, свободный сегмент которых образует окантовку. Хорошие теплогидравлические характеристики и дистанционирование пучка достигаются при изменении шага размещения перегородок в определенных пределах (см. рис. 6, § 3.3.5). Отношение шага размещения перегородок к высоте свободного сегмента является основным параметром для оценки эффективности теплопередачи при фиксированном перепаде давления. Если возникает необходимость в очень низких перепадах давления, то могут быть применены так называемые двойные сегментные перегородки, которые уменьшают потери давления примерно на 60%. Для обеспечения особенно низких перепадов давления и предотвращения вибрации труб используются тройные сегментные перегородки типа «без труб в окнах».

В. Некоторые другие аспекты конструирования. Проектирование кожухотрубных теплообменников включает выбор соответствующих конструктивных элементов, которые обеспечивают теплогидравлические характеристики, удовлетворяющие требованиям по прочности и условиям эксплуатации. Поскольку наиболее часто идеальное сочетание всех факторов недостижимо, возникает необходимость в компромиссном решении. Краткий анализ некоторых дополнительных требований к конструкции рассмотрен ниже.

Термические расширения. Разность температур между кожухом и теплоносителем в трубах вызывает термическое расширение элементов конструкции теплообменника, и для их учета всегда необходим некоторый запас в размерах. При фиксированных трубных досках теплообменника термические напряжения компенсируются либо непосредственно (при низких ΔT), либо с помощью специальных компенсаторов. Самый простой, наиболее эффективный и дешевый способ компенсации — это применение U-образных труб. Если такие трубы не подходят по каким-либо соображениям, то используются различные конструкции плавающих трубных досок.

Термические напряжения должны быть рассчитаны не только при номинальных режимах, но и для режимов запуска и критических условий эксплуатации. Неучтенные термические напряжения вызовут дополнительные напряжения в местах креплений труб к трубной доске и, как следствие, увеличение перетечек, изгибы трубы или более серьезные механические повреждения.

Протечки теплоносителя. Перемешивание теплоносителей со стороны кожуха и труб зависит от уплотнения труб в трубной доске и самой трубной доски.

Для обеспечения плотной посадки трубы обычно развальцовываются в отверстиях трубной доски и снабжаются двумя кольцевыми канавками глубиной около 0,4 мм. В некоторых случаях концы труб привариваются или припаиваются к трубной доске. Но даже и в этом случае возникают протечки вследствие термических расширений (даже в конструкциях с плавающей головкой) и в особенности после извлечения пучков труб для очистки, после которого возникают внутренние напряжения в местах соединения труб и трубной доски. Более того, трубы могут быть повреждены коррозией или вибрацией. Если в процессе эксплуатации смещение теплоносителей недопустимо, то конструкция должна быть выбрана таким образом, чтобы свести к минимуму эту опасность, и в конструкции должна быть предусмотрена возможность удаления поврежденных труб. Если появление перетечек неизбежно, то могут быть применены двойные трубные доски, которые по крайней мере устраняют опасность перемешивания теплоносителей, возникающую вследствие повреждений креплений труб к трубной доске.

Коррозия. В некоторых случаях коррозия играет более существенную роль при выборе конструкции и материалов теплообменника, чем теплогидравлические характеристики.

¹ Представленная в этом разделе классификация типов кожуха соответствует американскому стандарту ТЕМА. (П р и м е ч. р е д.).

Так как коррозионно-стойкие материалы дороги, то, как правило, теплоноситель, способствующий коррозии, проходит через трубы, что избавляет от необходимости изготавливать кожух из коррозионно-стойких материалов. Если выбором материалов коррозия не может быть полностью предотвращена, то конструкция аппарата должна быть выбрана таким образом, чтобы иметь возможность удалять продукты коррозии. Поскольку коррозия может возникнуть на всем пучке труб, должен быть исключен вариант конструкции с фиксированной трубной доской.

Загрязнение и очистка. В большинстве случаев при работе теплообменного аппарата на его поверхности будет накапливаться слой отложений, который является причиной ухудшения теплоотдачи. Поэтому поверхности теплообменного аппарата должны периодически очищаться. Для конкретного теплоносителя количество отложений зависит, главным образом, от температуры поверхности и скорости потока, а в некоторых случаях и от материала труб. В конденсаторах и охладителях пара в качестве теплоносителя наиболее часто используется вода. При течении ее на поверхности возникают отложения. Скорость воды в трубах примерно 2 м/с позволяет обеспечить вполне приемлемую периодичность очистки. Это, в свою очередь, часто определяет соответствующий выбор числа ходов труб или шага размещения перегородок. Поток со стороны кожуха со своими неотъемлемыми вихревыми зонами в углах перегородок загрязняет поверхность более существенно, чем поток в трубах, но большой шаг размещения перегородок и большая высота свободного сегмента позволяют избежать этого. Очистка может быть осуществлена механическими способами (вращающимися металлическими щетками для труб, водяными струями с большой скоростью для кожуха) или прокачиванием через теплообменник растворителей. Если предусмотрена очистка со стороны кожуха механическими средствами, то необходимо применять шахматные или коридорные пучки труб с минимальным расстоянием между поверхностями труб (не менее 6,4 мм). В аппаратах, где могут появиться большие отложения, окончательный вариант конструкции в немалой степени определяется требованиями снижения до минимума отложений или имеющимися способами очистки.

Вязкость теплоносителя. Согласно общему правилу теплоноситель с большой вязкостью должен быть помещен в межтрубное пространство, так как турбулизация потока, обусловленная поперечным обтеканием пучков труб, будет способствовать увеличению теплоотдачи. Однако если в потоке со стороны кожуха все же сохраняется ламинарный режим течения, то следует рассмотреть вариант с течением этого теплоносителя в трубах.

3.3.5. Исходные данные и рекомендуемые значения

А. Исходные данные (табл. 1). Будем считать, что характеристики теплообменника с сегментными перегородками должны быть определены по методам, изложенным в § 3.3.3. В исходные данные включены некоторые параметры (такие, как проходные сечения байпасных потоков и перетечек), которые неизвестны и подлежат определению. Перечислены также данные для вычисления параметров потока в трубах, так как они необходимы для полного расчета. Более того, результаты расчета потока со стороны труб непосредственно используются в расчетах теплогидравлических характеристик потока со стороны кожуха, например температуры стенки трубы, количества труб и т. д.

Ниже приведены пояснения к п. 1—43 табл. 1.

1. D_s — внутренний диаметр кожуха, мм. В табл. 2—4 приведены рекомендуемые размеры кожухов, соответствующие стандартам США на основе дюйма и другим промышленным стандартам (метрическим). Отметим,

Таблица 1. Исходные данные для расчета кожухотрубных теплообменников с сегментными перегородками

Размеры кожуха

1. Внутренний диаметр кожуха D_s , мм
2. Наружный диаметр труб D_t , мм
3. Толщина стенки труб L_{tw} , мм
4. Внутренний диаметр труб D_{ti} , мм
5. Теплопроводность материала труб λ_{tw} , Вт/(м·К)
6. Шаг пучка труб L_{tp} , мм
7. Характерный угол пучка труб Q_{tp} , град
8. Общая номинальная длина труб (см. рис. 2) L_{to} , мм
9. Длина труб между крайними перегородками (см. рис. 2) L_{ti} , мм
10. Эффективная длина труб для расчета поверхности теплообмена L_{ta} , мм (см. рис. 2)
11. Отношение высоты свободного сегмента к внутреннему диаметру кожуха B_c , %
12. Шаг размещения внутренних перегородок L_{bc} , мм
- 13а. Возможное расстояние от входного патрубка до перегородки L_{bi} , мм
- 13б. Возможное расстояние от выходного патрубка до перегородки L_{bo} , мм
14. Код входных—выходных патрубков, противоударной защиты, кольцевых распределительных устройств конструкции CN

Конфигурация пучка

15. Общее количество труб или отверстий в трубной доске для U-образных труб N_{tt}
16. Число ходов труб N_{tp}
17. Число уплотняющих полос N_{ss}
18. Код конструкции пучка труб (FX, UT, SRFH, PFH, PTFH, CB)
19. Разность между наружным диаметром отверстий в трубной доске (см. рис. 12) L_{tb} , мм
20. Разность между внутренним диаметром кожуха и диаметром перегородок (см. рис. 13) L_{sb} , мм
21. Разность между внутренним диаметром кожуха и наружным диаметром пучка труб (см. рис. 14) L_{bb} , мм

Температуры

22. Температура на входе со стороны кожуха T_{si} , °C
23. Температура на выходе со стороны кожуха T_{so} , °C
24. Температура на входе в трубный пучок T_{ti} , °C
25. Температура на выходе из трубного пучка T_{to} , °C

Теплофизические характеристики теплоносителя в межтрубном пространстве (при средней температуре)

26. Расход $\dot{M}_s$, кг/с
27. Плотность ρ_s , кг/м³
28. Теплопроводность λ_s , Вт/(м·К)
29. Теплоемкость c_{ps} , Дж/(кг·К)
30. Динамическая вязкость η_s , Па·с
31. Термическое сопротивление отложений (отнесенное к наружной поверхности труб) R_{fo} , м·К/Вт

Теплофизические характеристики теплоносителя со стороны труб (при средней температуре)

32. Расход $\dot{M}_t$, кг/с
33. Плотность ρ_t , кг/м³
34. Теплопроводность λ_t , Вт/(м·К)
35. Теплоемкость c_{pt} , Дж/(кг·К)
36. Динамическая вязкость η_t , Па·с
37. Термическое сопротивление отложений (отнесенный к внутренней поверхности труб) R_{fi} , (м·К)/Вт

Продолжение табл. 1

Дополнительные данные

38. Коэффициент теплоотдачи со стороны кожуха α_s , Вт/(м²·К)
 39. Коэффициент теплоотдачи в трубах α_t , Вт/(м²·К)
 40. Максимально допустимый перепад давлений со стороны кожуха $\Delta p_s \text{ max}$, кПа
 41. Максимально допустимый перепад давления со стороны труб $\Delta p_t \text{ max}$, кПа
 42. Максимально допустимая скорость потока в трубах (оптимум) $v_t \text{ max}$, м/с
 43. Максимально приемлемая скорость потока в трубах (оптимум) $v_t \text{ min}$, м/с

Таблица 2. Внутренние диаметры кожухов (стандарты США на основе дюйма)

Цельные трубы			Вальцованные кожухи		
Диаметр, мм	Диаметр, мм	Шаг, мм	Диаметр, мм	Диаметр, мм	Шаг, мм
128,19	304,8	25,4	387,35	965,2	76,2
154,05			438,15		
205,00			488,95		
257,45			539,75		
307,09	558,8	50,8	2590,8	76,2	76,2
336,55					

Таблица 3. Размеры и внутренний диаметр кожуха при фиксированных трубных досках (метрический стандарт)

Номинальный диаметр кожуха, мм	Наружный диаметр кожуха, мм	Толщина стенки кожуха, мм			Внутренний диаметр кожуха, мм		
		(1) *	(2) **	(3) ***	(1) *	(2) **	(3) ***
150	168	4,5		4	159		160
200	219	5,9		4	207,2		211
250	273	6,3		4	260,4		265
300	324	7,1		4	309,8		316
350	355	8	6	4	339	343	347
400	406	8,8	6	4	388,4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1000	1000		10	6		980	988
1100	1100		12	7		1076	1086
1200	1200		12	7		1176	1186

- * Сварные трубы, углеродистая сталь.
 ** Вальцованные кожухи, углеродистая сталь.
 *** Нержавеющая сталь.

Таблица 4. Размеры и внутренний диаметр кожуха при трубных досках с плавающей трубной доской (метрический стандарт)

Номинальный диаметр кожуха, мм	Наружный диаметр кожуха, мм	Толщина стенки кожуха, мм			Внутренний диаметр кожуха, мм		
		(1) *	(2) **	(3) ***	(1) *	(2) **	(3) ***
150	168	4		3,2	160		161,6
200	219	4,5		3,2	210		212,6
250	273	5		3,2	263		266,6
300	324	5,6	6	3,2	312,8	312	317,6
400	406	6,3	6	4	393,4	394	398
500	508	6,3	6	4	495,4	496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	6		684	688
800	800		8	6		784	788
900	900		8	6		884	888
1000	1000		8	6		984	988
1100	1100		10	8		1080	1084
1200	1200		10	8		1180	1184

- * Сварные трубы, углеродистая сталь.
 ** Вальцованные кожухи, углеродистая сталь.
 *** Нержавеющая сталь.

что в таблицах значение D_s — базисный размер, так как в него не включены допуски. Для теплогидравлических расчетов этого вполне достаточно, так как единственно важным размером в этом случае будет зазор между перегородками и кожухом.

П. 2. D_t — номинальный наружный диаметр труб, мм.

В табл. 5, 6 приведены размеры труб в соответствии со стандартами на основе измерения в дюймах и в метрической системе измерений. При выборе размеров труб должно быть принято во внимание несколько важных критериев. Хотя трубы малого диаметра предпочтительнее из-за большей эффективности теплообменной поверхности, для обеспечения лучшей очистки часто выбирают трубы диаметром не меньше 20 мм. Более того, отношение D_t к

Таблица 5. Рекомендуемые размеры труб (стандарт США на основе дюйма)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки L_{tw} , мм	Внутренний диаметр D_{ti} , мм	Наружная поверхность, м ² /м
6,350	0,711	4,928	0,020
9,525	0,559	5,232	0,030
	1,245	7,036	
	0,889	7,747	
12,700	0,711	8,103	0,040
	1,245	10,211	
	0,889	10,922	
15,875	1,651	12,573	0,050
	1,245	13,386	
	0,889	14,097	
19,050	2,769	13,462	0,060
	2,108	14,834	
	1,651	15,748	
	1,245	16,561	

Таблица 6. Рекомендуемые размеры труб (метрический стандарт)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки L_{tw} , мм	Внутренний диаметр D_{ti} , мм	Наружная поверхность, m^2/m
6,0	0,5	5,0	0,019
8,0	1,5	5,0	0,025
10,0	1,5	7,0	0,031
(12,1)	1,5	9,0	0,038
14,0	2,0	10,0	0,044
(16,0)	2,0	12,0	0,050
18,0	2,0	14,0	0,057
20,0	2,0	16,0	0,063
(22,0)	2,5	17,0	0,069
25,0	2,5	20,0	0,079
30,0	2,5	25,0	0,094
38,0	2,5	33,0	0,119
44,5	2,5	39,5	0,139
51,0	2,5	46,0	0,160

D_s должно быть установлено в разумных пределах. Влияние многих корректирующих факторов становится весьма существенным при использовании труб относительно большого диаметра в малом кожухе. Минимальное отношение D_s к D_t должно быть примерно 15.

Большие отношения (т. е. трубы малого диаметра в большом кожухе) могут быть использованы без риска снижения точности метода, но следует иметь в виду, что трубы слишком малого диаметра внутри данного кожуха не будут экономически оправданными. Приблизительное рекомендуемое значение соотношений между диаметрами труб и кожуха приведены на рис. 1.

П. 3. L_{tw} — толщина стенок труб, мм. Рекомендуемые размеры приведены в табл. 5, 6. Толщина стенок определяется в соответствии с давлением, температурой, требованием по прочности и коррозии. Этот размер необходим для определения внутреннего диаметра труб D_{ti} и для расчетов термического сопротивления стенки трубы.

П. 4. D_{ti} — внутренний диаметр труб, мм. Определяется из соотношения $D_{ti} = D_t - 2(L_{tw})$.

Номинальные значения приведены в табл. 5, 6.

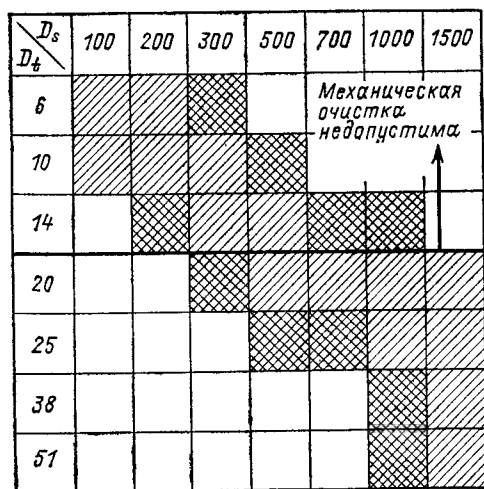


Рис. 1. Рекомендуемые соотношения между диаметрами кожуха и труб (заштрихованная область соответствует наименее приемлемым значениям, заштрихованная область соответствует значениям, приемлемым при определенных условиях)

Таблица 7. Теплопроводность λ_{tw} некоторых материалов труб, Вт/(м·К)

Техническая медь	310
Технический алюминий	180
Адмиралтейская бронза	120
Сплав, %	
Cu (90)—Ni (10)	65
Cu (70)—Ni (30)	40
Углеродистая сталь	38
Низколегированная сталь	30
Высоколегированная сталь, титан	18

П. 5. λ_{tw} — теплопроводность материала труб, Вт/(м·К). Эта величина требуется для определения термического сопротивления стенок труб. Во многих случаях это сопротивление пренебрежимо мало по сравнению с другими. Значение λ_{tw} зависит от температуры. Примерные значения для наиболее простых материалов при типичных температурах приведены в табл. 7.

П. 6. L_{tp} — шаг пучка труб, мм. От шага пучка труб зависит площадь проходного сечения для поперечного потока. Чем меньше шаг пучка, тем большее количество труб может быть размещено внутри кожуха. Ограничения на шаг определяются минимальным расстоянием между отверстиями в трубной доске, которое необходимо для соответствующего способа крепления труб. Изменением шага пучка можно подобрать требуемый перепад давления. Если необходима механическая очистка поверхности со стороны кожуха, то расстояние между соседними трубами должно быть выбрано не менее 6,3 мм. Весьма полезной характеристикой пучка является отношение шага к наружному диаметру труб L_{tp}/D_t , которое должно быть выбрано в пределах 1,25—1,5, при этом применим метод расчета теплогидравлических характеристик потока со стороны кожуха.

В табл. 8 приведены рекомендуемые в США значения шага пучка для определенных диаметров труб. В табл. 9 содержатся два различных значения шага в зависимости от способа крепления труб в трубной доске.

П. 7 θ_{tp} — характерный угол пучка труб, град. Он может принимать значения, равные 30, 45 и 90° (табл. 10). При выборе типа пучка следует руководствоваться следующими принципами:

треугольные пучки труб ($\theta_{tp}=30^\circ$) имеют наибольшую плотность упаковки труб и поэтому максимальную поверхность теплообмена в кожухе данного размера. Они также обеспечивают высокую эффективность теплоотдачи для заданного значения гидравлических потерь. Но при этом перепад давления будет наибольшим. Такие пучки

Таблица 8. Рекомендуемые значения шага пучков труб (стандарты США на основе дюйма) и отношение шага к диаметру труб

Наружный диаметр труб D_t , мм	Шаг пучка L_{tp} , мм	L_{tp}/D_t	Наружный диаметр труб D_t , мм	Шаг пучка L_{tp} , мм	L_{tp}/D_t
6,350	7,938	1,250	19,050	12,812	1,250
	9,525	1,500		25,400	1,330
0,525	12,700	1,330		26,988	1,420
	13,494	1,420		28,575	1,500
12,700	15,875	1,250	25,400	31,750	1,250
	16,669	1,310		33,338	1,312
	17,462	1,380		34,925	1,375
15,875	19,844	1,250	31,750	39,688	1,250
	20,638	1,300	38,100	47,625	1,250
	22,225	1,400	50,800	63,500	1,250

Таблица 9а. Способы крепления труб к трубной доске

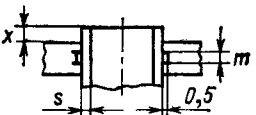
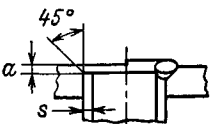
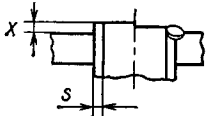
Применение	Обозначение	Описание
	I	Вальцованные, с одной или двумя канавками, $x = 0 \div 3$
	II	Приваренные или припаянные твердым припоем, со срезом, $a = s + 1$
	III	Приваренные или припаянные твердым припоем, с выступом. Размеры: $\begin{matrix} s & x \\ \text{До } 2 & 0-1 \\ 2-2,6 & 2,5-3 \end{matrix}$

Таблица 9б. Минимальный шаг пучков труб L_{tp} , мм, в зависимости от способов креплений

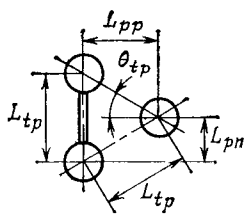
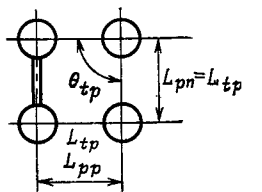
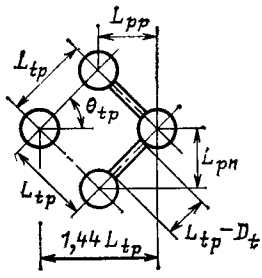
D_t , мм	II		I и III	
	L_{tp}	L_{tp}/D_t	L_{tp}	L_{tp}/D_t
10	13,5	1,35	13,5	1,35
(12)	15,5	1,29	15,5	1,29
14	18	1,28	19	1,36
(16)	20	1,25	21	1,31
18	23	1,28	24	1,33
20	25	1,25	26	1,3
(22)	27	1,23	29	1,32
25	30	1,2	32	1,28
30	36	1,2	38	1,27
38	45	1,18	47	1,24
44,5	53	1,19	55	1,24

следует рассматривать как первое приближение с последующим учетом других соображений;

шахматные пучки ($\theta_{tp} = 45^\circ$) имеют тоже высокую эффективность теплоотдачи для заданного значения гидравлических потерь, но позволяют разместить в кожухе данного размера только 85% числа труб при треугольной компоновке. При одинаковом шаге потери давления в шахматных пучках будут меньше, чем в треугольных. Преимущество таких пучков состоит в том, что возможна очистка теплообменной поверхности со стороны кожуха механическим путем, если выбрано достаточно большое расстояние между трубами (приблизительно 7 мм);

коридорных пучков ($\theta_{tp} = 90^\circ$) следует избегать при ламинарном режиме течения, но они имеют высокую эффективность теплоотдачи для заданного значения гидрав-

Таблица 10. Основные геометрические параметры пучков труб при поперечном обтекании

Конфигурация пучка	θ_{tp}	L_{tp}	L_{pp}
	30°	$0,5L_{tp}$	$0,866L_{tp}$
	90°	L_{tp}	L_{tp}
	45°	$0,707L_{tp}$	$0,707L_{tp}$

лических потерь при турбулентном режиме течения. В тех случаях, когда желательно обеспечить низкие перепады давления, их следует рассматривать как альтернативные варианты с треугольными и шахматными пучками. Возможности для очистки поверхности такие же, как и при использовании шахматных пучков.

П. 8—10. L_{to} , L_{ti} , L_{ta} —длины труб, мм. Характерные размеры труб показаны на рис. 2.

L_{to} —номинальная длина труб для всех пучков, за исключением U-образных труб. Для пучков U-образных труб эта длина различна для внутренних и внешних рядов и должна быть установлена изготовителем в зависимости от типа пучка и радиуса поворотного колена. Конструктор отсчитывает длину труб от наружной поверхности трубной доски до последней перегородки на прямом участке наружных труб (рис. 2).

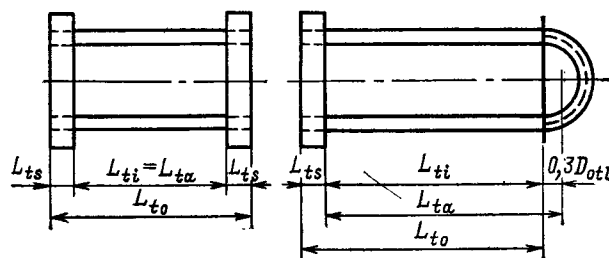


Рис. 2. Характерные размеры труб

L_{ti} — сумма шагов размещения перегородок. Для всех пучков, кроме пучков U-образных труб, эта величина — расстояние между внутренними поверхностями трубных досок. Для пучков U-образных труб L_{ti} — расстояние между внутренней поверхностью трубной доски и последней перегородкой (рис. 2).

Для определения L_{ti} необходимо знать толщину трубной доски, которая может быть приближенно определена по соотношению

$$L_{ts} = 0,1D_s, \quad (1)$$

но должна быть не менее 25 мм. Такой оценки будет вполне достаточно для большинства практических приложений. Более точные значения можно найти из соотношения

$$L_{ts} = 0,5D_s \sqrt{p_s/\sigma_{ts}}, \quad (2)$$

где p_s — рабочее давление под кожухом; σ_{ts} — предельно допустимые напряжения для материала трубной доски при соответствующей температуре.

Существуют более точные методы расчета толщины трубных досок, учитывающие способ их крепления (фиксированные трубные доски или плавающие), но приводить их в данном справочнике не представляется целесообразным. Каким бы методом ни определялась толщина трубной доски, L_{ti} определяется из соотношения:

для пучков прямых труб

$$L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts}; \quad (3)$$

для пучков U-образных труб

$$L_{ti} = t_{to} - L_{ts}. \quad (4)$$

L_{ts} — эффективная длина труб для расчета площади теплопередающей поверхности. Для всех пучков из прямых труб

$$L_{ta} = L_{ti}. \quad (5)$$

Для пучков U-образных труб к эффективной длине должна быть добавлена величина, равная $0,3 D_{oti}$ (D_{oti} определено в п. 21). В соответствии с рис. 2 для U-образных труб

$$L_{ta} = L_{ti} + 0,3D_{oti}. \quad (6)$$

Для расчета потерь давления используется общая длина тракта теплоносителя L_{tt} , которая считается равной L_{to} для пучков прямых труб, а для пучков U-образных труб определяется из соотношения

$$L_{tt} = L_{ta} + L_{ts}. \quad (7)$$

Для определения эффективной длины тракта теплоносителя это значение должно быть умножено на число ходов труб N_{tt} .

П. 11. B_c — отношение высоты свободного сегмента в перегородках к внутреннему диаметру кожуха, %. Считая, что центр сегментной перегородки совпадает с центром кожуха, B_c , %, можно определить следующим образом:

$$B_c = (L_{bch}/D_s) \cdot 100, \quad (8)$$

где L_{bch} — высота свободного сегмента перегородки (рис. 3). Небольшая разница между внутренним диаметром кожуха и диаметром перегородок в данном случае не имеет значения, поскольку зазор L_{sb} существен только при учете перетечек. При поверочном расчете значения считаются известными, но для проектирования или проверки выбранных значений могут быть определены из рис. 4.

В надежной конструкции эти значения не должны существенно отличаться от рекомендуемых, которые основаны на большом опыте эксплуатации промышленных аппаратов и исследованиях на установках, моделирующих течение теплоносителя под кожухом.

П. 12. L_{bc} — шаг размещения центральных перегородок, мм. Размещение перегородок считается здесь равномерным по всей длине пучка труб. Отклонения от равно-

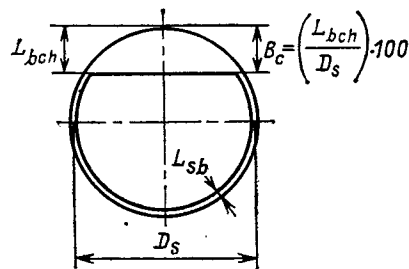


Рис. 3. Размеры сегментной перегородки

мерного размещения перегородок, в которых иногда возникает необходимость на входном и выходном участках, рассматриваются в п. 13.

Принято считать, что для хорошего распределения потока и дистанционирования труб при равномерном распределении перегородок нужно принимать во внимание следующие соображения.

1. Хорошие стабильные характеристики поперечного потока через пучок труб и окна перегородок обеспечиваются при наименьшем допустимом шаге размещения перегородок $L_{bc, min}$. По твердо установленному правилу минимальный шаг должен составлять 20% внутреннего диаметра кожуха, но не менее 50 мм.

2. Максимально допустимые значения шага $L_{bc, max}$ ограничиваются следующими требованиями:

для хорошего распределения потока, которое связано с размерами окон в перегородках, необходимо, чтобы максимальный шаг для сегментных перегородок не превышал диаметр кожуха D_s , т. е.

$$L_{bc, max} = D_s; \quad (9)$$

необходимо обеспечение надежной защиты от провисания труб и возможной вибрации. В стандартах ТЕМА этот параметр носит название максимальной длины безопорного пролета и обозначается L_b, max .

Стандартами ТЕМА для прямых труб устанавливаются значения L_b, max в зависимости от диаметра труб для двух групп материалов: группы материалов А (конструкционная и легированная сталь) и группы материалов В (алюминиевые и медные сплавы). В классе R стандартов ТЕМА входят трубы диаметром от 19 до 51 мм. Для класса С интервал диаметров расширен до примерно 6 мм. Значения L_b, max представлены на рис. 5 и определяются следующими уравнениями:

для материалов группы А

$$L_b, max = 52D_t + 532 \quad (D_t = 19 - 51 \text{ мм}); \quad (10a)$$

$$L_b, max = 68D_t + 228 \quad (D_t = 6 - 19 \text{ мм}); \quad (10b)$$

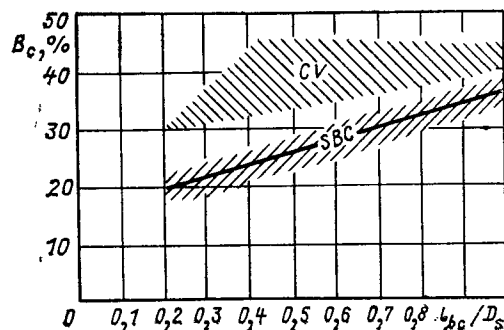


Рис. 4. Рекомендуемые значения относительной высоты отсека сегмента B_c в зависимости от отношения L_{bch}/D_s : SBC — однофазный поток; CV — конденсация пара

для материалов группы В

$$L_{b, \max} = 46D_t + 436 \quad (D_t = 19 - 51 \text{ мм}), \quad (10c)$$

$$L_{b, \max} = 60D_t + 177 \quad (D_t = 6 - 19 \text{ мм}). \quad (10d)$$

Для труб с наружным оребрением в стандартах ТЕМА рекомендуется рассчитывать $L_{b, \max}$ по диаметру основания ребер, и найденное значение $L_{b, \max}$ должно быть умножено на отношение массы единицы длины гладкой трубы к оребренной в степени 0,25. Для более точных оценок необходимо учитывать форму ребра, толщину стенки, диаметр и материал труб. В качестве первого приближения вполне достаточно использовать рис. 5 с подстановкой диаметра основания ребра вместо диаметра трубы D_t . Отметим также, что максимальную длину пролета имеют трубы, проходящие через окна перегородок, и $L_{bc, \max} = 0,5L_{b, \max}$.

Вся необходимая информация для выбора максимального и минимального шагов размещения перегородок представлена на рис. 6. Область значений длин пролетов труб с удовлетворительными теплогидравлическими характеристиками ограничена двумя кривыми. Горизонтальные прямые указывают верхнюю границу

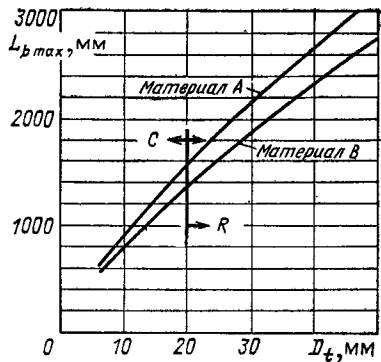


Рис. 5. Максимальная длина пролета труб между перегородками в зависимости от диаметра и материала труб

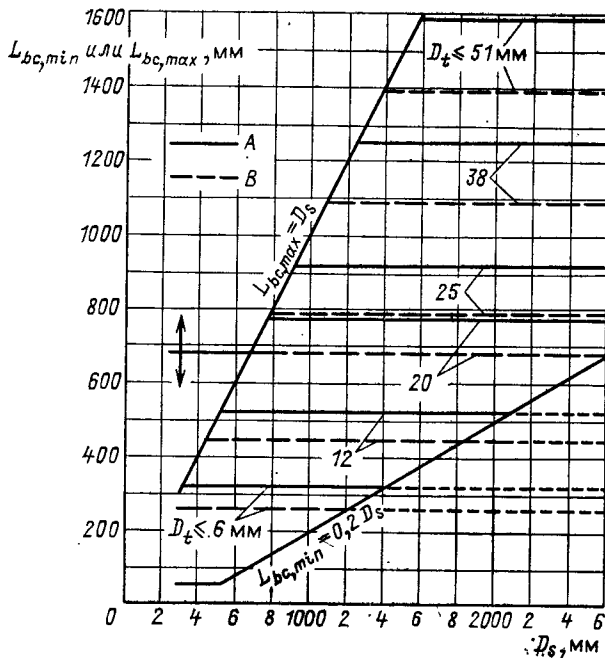


Рис. 6. Максимальные и минимальные значения шага размещения сегментных перегородок для материалов групп А и В (см. рис. 5). Заштрихованная область соответствует рекомендуемым значениям

максимальных значений $L_{b, \max}$ для разных диаметров кожуха труб и групп материалов труб. Например, при диаметре кожуха, равном 1000 мм, минимальное значение $L_{bc} = 200$ мм и максимальное значение шага размещения перегородок может быть равно 1000 мм только в том случае, если диаметр труб превышает 25 мм. Для труб диаметром 12 мм $L_{bc, \max} = 520$ мм для материалов группы А и 440 мм для материалов группы В. Для оребренных труб эти значения должны быть еще меньше.

Следует иметь в виду, что при уменьшении диаметра труб и увеличении диаметра кожуха интервал допустимых значений шага размещения перегородок уменьшается. При этом ограничиваются возможности конструктора в использовании данного параметра для обеспечения требуемых теплогидравлических характеристик. Иногда это может привести к необходимости изменить класс кожуха или перегородок.

Некоторые классы кожухов (Е, J, F) могут быть использованы только с четным или нечетным числом перегородок:

класс Е — с четным или нечетным числом перегородок, при этом следует определить ориентацию патрубков;

класс J — только с четным числом перегородок;

класс F — только с четным числом перегородок стандартной ориентации поперечного потока.

П. 13а, 13в. L_{bi} , L_{bo} — расстояние от входного и выходного патрубков до ближайших перегородок, мм. Если перегородки размещены равномерно по всему теплообменнику, п. 13а и 13в следует опустить. Но в некоторых случаях должны использоваться большие входные и выходные патрубки. При этом возникает необходимость в удалении крайних перегородок от входных и выходных отверстий и в дополнительных данных по соответствующим расстояниям. Необходимо отметить, что в этих случаях максимальную длину пролета имеют трубы, проходящие через окна крайних перегородок (рис. 7). Она не должна выходить за пределы границ $L_{b, \max}$, определяемых на рис. 5 и 6.

Размещение крайних перегородок на большем расстоянии от входных и выходных патрубков приведет, конечно, к ухудшению теплоотдачи, поскольку при этом будет уменьшаться скорость на участках между крайними перегородками и патрубками. Это ухудшение теплоотдачи учитывается коэффициентом J_s , значение которого возрастает при уменьшении числа перегородок. Часто возникает необходимость в удалении перегородки только от входного патрубка (в таком случае, как конденсация паров), тогда как расстояние от крайней перегородки до выходного патрубка может быть равно шагу размещения центральных перегородок (рис. 7);

П. 14. CN (код) — указывает на тип конструкции патрубков для кожуха (с противоударной защитой и кольцевым распределительным устройством). В частности, CN обозначает конструкцию входных устройств с противоударной защитой.

Поток теплоносителя поступает в пучок труб через патрубки в кожухе, и если скорость потока в патрубках превышает определенное максимальное значение, то в трубах может начаться вибрация, возникнут эрозия и повреждение. В качестве ограничения на скорость в патрубках

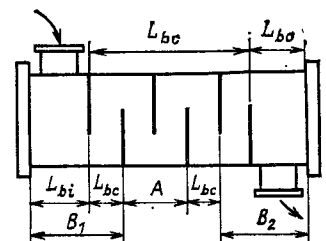


Рис. 7. Схема размещения перегородок и характерные размеры

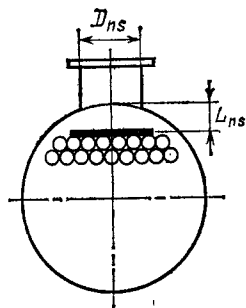


Рис. 8. Размещение противоударной пластины

$v_{ns, max}$ используется величина $\rho_s(v_{ns})^2$. При превышении определенного значения этой величины необходимо установить противоударную защиту. Для теплоносителей без твердых частиц максимально допустимая скорость в патрубках

$$v_{ns, max} = \sqrt{2250/\rho_s}, \quad (11a)$$

или $\rho_s(v_{ns})^2 = 2250 \text{ кг/(м·с)}$.

Для жидкостей на линии и насыщения $\rho_s(v_{ns})^2 = 750 \text{ кг/(м·с)}$ и максимально допустимая скорость, м/с, равна:

$$v_{ns, max} = \sqrt{750/\rho_s}. \quad (11b)$$

Для двухфазных потоков плотность смеси вычисляется по соотношению

$$\rho_s = \frac{1}{(y/\rho_{sv}) + (1-y)/\rho_{sl}}, \quad (12)$$

где ρ_{sv} — плотность паровой или газовой фазы; ρ_{sl} — плотность жидкой фазы; y — степень сухости пара.

Простейшая конструкция противоударной защиты представляет собой круглую или квадратную пластину, которая помещается за патрубками так, чтобы перекрытая площадь сечения потока была приблизительно равна площади сечения патрубка (рис. 8). Расстояние L_{ns} , мм, определяется из соотношения

$$L_{ns} = 0,25D_{ns}, \quad (13)$$

где D_{ns} — внутренний диаметр патрубка, мм.

Вместо применения противоударных пластин можно заменить два ряда на ближайшем к патрубку участке труб стержнями. Это обеспечивает лучшее распределение потока в пучке труб. Любая конструкция противоударных устройств приведет к уменьшению числа труб, которые можно разместить в кожухе, и это должно быть учтено при расчетах.

Однако наиболее эффективной противоударной защитой является кольцевое распределительное устройство, которое представляет собой кольцевой прямоугольный канал, приваренный к наружной поверхности кожуха на входе или выходе (рис. 9). Кольцевой распределитель имеет следующие преимущества:

стенка кожуха сама играет роль противоударной пластины, и это позволяет заполнить трубами все пространство под кожухом;

прорези в кожухе для поступления теплоносителя могут быть размещены независимо от положения патрубков, что позволяет более эффективно организовать течение под кожухом;

поток поступает в кожух более однородным и при достаточно низких скоростях, что исключает вибрацию труб, и может быть использовано равномерное распределение перегородок по всей длине теплообменника. Эти преимущества компенсируются дополнительной стоимостью распределительных устройств, но во всех предельных слу-

чаях использование кольцевых распределительных устройств является единственным эффективным решением.

При установленной противоударной защите максимально допустимая скорость в патрубке может быть рассчитана по допустимым значениям $\rho_s(v_{ns})^2$, которые в этом случае просто удваиваются. Таким образом, для жидкостей

$$v_{ns, max} = \sqrt{4500/\rho_s}, \quad (14a)$$

для двухфазных потоков

$$v_{ns, max} = \sqrt{1500/\rho_s}. \quad (14b)$$

Для газов значение допустимой скорости в патрубке кожуха не должно превышать 20% скорости звука в газе с плотностью ρ_s и при давлении ρ_s .

Наконец, минимальный внутренний диаметр патрубка $D_{ns, min}$ может быть определен по значениям $v_{ns, min}$ и расхода теплоносителя по соотношению

$$D_{ns, min} = 10^{-3} \sqrt{\frac{\dot{M}}{(\pi/4) \rho_s v_{ns, max}}}. \quad (15)$$

Однако ограничения на потери давления и вибрацию труб часто могут стать причиной необходимости использования патрубков с диаметрами, большими, чем определенные по (15).

П. 15. N_{tt} — общее число труб или отверстий в трубной доске для U-образных труб. Число труб в пучке зависит от следующих факторов:

- диаметра кожуха;
- типа крепления пучка труб в кожухе, от которого, в свою очередь, зависит размер проходного сечения для байпасных потоков и значение D_{ctl} — диаметр окружности, проходящей через центры периферийного ряда труб;
- диаметра труб, шага и вида пучка;
- числа ходов для многоходовых схем движения потока;
- количества удаленных труб для установки противоударной пластины или в вариантах конструкции, в которых трубы не проходят через окна перегородок. При поверочном расчете число труб известно, но в большинстве случаев еще важно определить, есть ли необходимость в удалении труб для установки противоударных пластин или уплотнений для уменьшения байпасных потоков, так как от этого зависят последующие расчеты.

При конструкторских проработках, когда D_s , N_{tp} и другие переменные могут изменяться в процессе расчета, большое значение имеют простые соотношения для быстрых оценок. Ниже предлагается простое, но достаточно точное в пределах рекомендуемого метода выражение для оценки числа труб при одноходовой схеме движения теплоносителя ($N_{tp} = 1$):

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 = \frac{0,78D_{ctl}^2}{C_1(L_{tp})^2}, \quad (16)$$

где D_{ctl} определено в п. 21; L_{tp} — шаг пучка; C_1 — постоянная, равная 0,866 для треугольных пучков и 1 для коридорных и шахматных пучков.

Выражение (16) позволяет определить число труб с точностью около 5%, если соотношение между диаметрами труб и кожуха находится в рекомендуемых пределах (см. п. 2). Точность резко падает при использовании труб с большим относительным диаметром.

Если часть труб должна быть удалена для установки противоударной пластины или с целью улучшения распределения потока, применяется корректирующий фактор, который определяется как разность между площадью круга диаметром D_{ctl} и площадью, не занятой трубами. В этом случае

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 (1 - \Psi_c), \quad (16a)$$

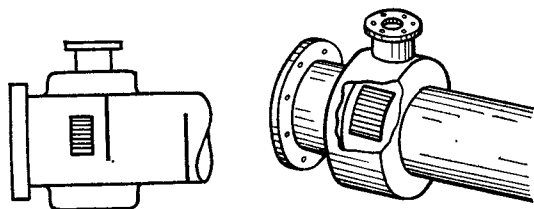


Рис. 9. Кольцевой распределитель потока, при наличии которого возможно размещение первой перегородки сразу за входным патрубком

где Ψ_c — коэффициент, вычисляемый таким же образом, как и площадь свободного сегмента (см. рис. 1, 2, 4, § 3.3.6). Подставляя соответствующие данному случаю значения, получаем, град,

$$\theta_{cti} = 2 \arccos \left[\frac{D_s}{D_{cti}} \left(1 - 2 \frac{B_c^*}{100} \right) \right] \quad (16b)$$

и S_c — площадь свободного сегмента в круге диаметром D_{cti} , мм²,

$$S_c = 0,78 D_{cti}^2 \left(\frac{\theta_{cti}}{360} - \frac{\sin \theta_{cti}}{2\pi} \right), \quad (16c)$$

где B_c^* — отношение высоты этого свободного сегмента отнесенная к D_s , %:

$$B_c^* = \frac{L_{bch}^*}{D_s} 100. \quad (16d)$$

Здесь L_{bch}^* — соответствующая высота.

Тогда корректирующий фактор Ψ_c может быть определен следующим образом:

$$\Psi_c = \frac{\theta_{cti}}{360} - \frac{\sin \theta_{cti}}{2\pi}. \quad (16e)$$

Это соотношение справедливо при удалении труб только с одной стороны. В том случае, если трубы удаляются с двух сторон (как в конструкции без труб в окнах перегородок), значение Ψ_c должно быть удвоено.

Для многоходовых схем движения теплоносителя $N_{tp} > 1$, корректирующий фактор Ψ_n должен быть использован с учетом уменьшения числа труб из-за наличия перегородок для разделения потока. Поскольку этот фактор зависит от нескольких геометрических параметров, он трудно поддается обобщению. Для грубых оценок можно использовать данные, приведенные на рис. 10:

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 (1 - \Psi_n). \quad (17)$$

Ожидаемая точность расчетов составляет примерно 10% для кожухов малого диаметра ($D_s < 400$ мм) и 5% для кожухов больших размеров.

П. 16. N_{tp} — число ходов. Считается, что разделительные перегородки следует размещать в таком количестве, которое по возможности обеспечивает перпендикулярность

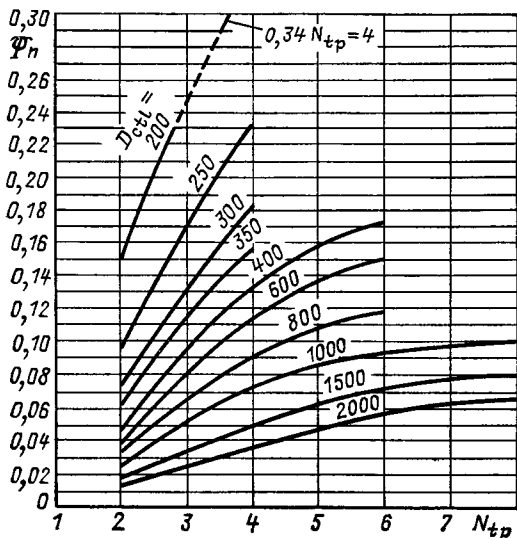


Рис. 10. Корректирующий фактор Ψ_n для оценки числа труб в пучках в зависимости от числа ходов $N_{tp} = 2 \div 8$ (наиболее точные значения для $D_c = 16 \div 25$ мм)

поперечного потока, поскольку это позволяет уменьшать байпасные потоки. Если возникает необходимость в большем числе разделительных перегородок, на них устанавливаются поперечные стержни, которые обеспечивают поперечное направление потока.

В расчетах число ходов используется только для оценки количества труб, которые необходимо удалить для размещения разделительных перегородок, для определения скорости потока и в соответствующих случаях для расчета корректирующего фактора для ΔT_m .

Для кожуха с определенным диаметром D_s должно существовать максимальное значение числа ходов, при превышении которого пришлось бы удалить слишком много труб из пучка. Приближенные значения числа ходов в зависимости от диаметра кожуха приведены ниже:

D_s , мм	200	400—800	800—1200	> 1200
$N_{tp, max}$	2	4—6	6—8	8—10

При использовании труб малого диаметра может быть применено большое число ходов. Другое эмпирическое правило требует, чтобы минимальное число труб в одном ходе было приблизительно равно восьми. Точность метода расчета будет уменьшаться при отступлении от этих правил.

П. 17. N_{ss} — число уплотняющих прокладок. Если зазор между пучком и кожухом большой, байпасные потоки достигают больших значений, и это приводит к ухудшению теплоотдачи. Эффективность теплоотдачи может быть повышена с помощью уплотняющих прокладок, которые представляют собой металлические полосы, прикрепленные к перегородкам. Эти полосы возвращают байпасный поток обратно в пучок труб, как это схематически показано на рис. 11. Как общее правило, уплотняющие полосы следует применять в тех случаях, когда размер зазора между кожухом и пучком труб превышает приблизительно 30 мм (см. рис. 14 и п. 21). Это означает, что при использовании фиксированных трубных досок или пучков U-образных труб обычно нет необходимости в применении уплотняющих прокладок. Но во всех конструкциях с плавающей головкой и разъемными кольцами они, как правило, необходимы.

Окончательная проверка необходимости установки уплотняющих прокладок должна быть осуществлена расчетом с помощью корректирующего фактора (см. § 3.3.6) для учета байпасных потоков, по значениям которого можно непосредственно установить степень влияния уплотняющих полос. Из практики следует, что одна уплотняющая полоса должна пересекать приблизительно от четырех до шести рядов труб.

П. 18. СВ (код) — тип крепления трубного пучка в кожухе. Рекомендуемый здесь метод применим к следующим типам крепления трубного пучка в кожухе (в соответствии с стандартами ТЕМА):

- фиксированная трубная доска, код FX;
- пучки U-образных труб, код UT;
- плавающая головка с разъемным кольцом, код SRFH;
- уплотненная плавающая головка, код PFH;
- подвижная плавающая головка, код PTFH.

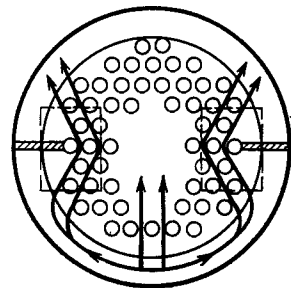


Рис. 11. Типичная структура байпасного потока при наличии уплотняющих полос

От типа креплений зависит разность между внутренним диаметром кожуха и диаметром окружности, описанной вокруг пучка труб, которая определяет размер зазора для протекания байпасных потоков. Основные характеристики типов креплений в краткой форме приведены ниже:

УТ — конструкция, имеющая самую низкую стоимость поскольку требуется лишь одна трубная доска. В этой конструкции наилучшая компенсация термических расширений. Возможно только четное число ходов труб. Механическая очистка труб в местах изгиба невыгодна или трудна. Пучок может быть удален из кожуха, и поэтому возможна механическая очистка кожуха. Замена поврежденных труб невозможна;

FX — конструкция также имеет невысокую стоимость, но ее применение ограничено требованиями компенсации термических расширений. Имеет две трубные доски. Возможна только химическая очистка кожуха. Замена поврежденных труб достаточно проста;

SRFH — конструкция используется в тех случаях, когда нежелательно применение пучков U-образных труб, а применение фиксированных трубных досок исключено вследствие больших термических расширений. Механическую очистку кожуха желательно проводить через большие интервалы времени, поскольку при этом необходима полная разборка задней стороны камеры. Может быть установлено большее число труб при заданном диаметре, чем в конструкции PTFH; байпасные потоки также меньше. Поврежденные трубы легко могут быть заменены или блокированы;

PFH — конструкция, аналогичная SRFH, за исключением того, что несколько затруднено уплотнение трубной доски;

PTFH — конструкция применяется в тех случаях, когда необходима частая очистка кожуха. Конструкция наиболее проста в отношении извлечения пучка труб из кожуха для его очистки, но при этом уменьшается число труб при данном диаметре кожуха и возникает необходимость в использовании уплотняющих полос.

П. 19. L_{tb} — разность между наружным диаметром труб и диаметром отверстия в трубной доске, мм. Этот размер необходим для определения протечек через зазоры в местах креплений труб к трубной доске и соответствующего корректирующего фактора. На рис. 12 представлены зависимости зазоров от диаметров труб, рекомендуемые стандартами ТЕМА. Эти значения определены в основном из соображений удобства сборки пучка.

Несколько другие рекомендации содержатся в стандартах DIN 28182, ч. 2:

$$L_{tb} = \begin{cases} \begin{matrix} +0,7 \\ D_{t, max} & -D_t \\ -0 \end{matrix} \\ \begin{matrix} +0,4 \\ -D_{t, max} & -D_t \\ -0 \end{matrix} \end{cases} \text{ при } L_{b, max} \begin{cases} < 1000; \\ > 1000, \end{cases}$$

где $D_{t, max}$ — максимальный наружный диаметр труб (включая допуски) и D_t — номинальный наружный диаметр труб. В этом случае необходимо знать значение $D_{t, max}$, которое не всегда можно достаточно точно определить, поскольку оно зависит от материала труб, способа изготовления и т. д. Если $D_{t, max}$ неизвестно, лучше использовать значения, приведенные на рис. 12.

Для штампованных отверстий, которые применяются для труб малого диаметра и небольших кожухов, опытные значения диаметральных зазоров также приведены на рис. 12. Следует заметить, что накопление отложений может частично или полностью заблокировать эти зазоры. Если это возможно, то необходимы специальные исследования теплотехнических характеристик.

П. 20. L_{sb} — разность между внутренним диаметром кожуха и диаметром перегородок, мм (зазор между

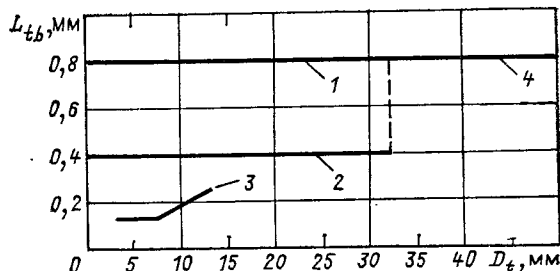


Рис. 12. Зависимость зазора между трубами и отверстиями в перегородках L_{tb} от наружного диаметра труб D_t и максимальной длины пролета между трубами $L_{b, max}$ по стандартам ТЕМА для кожухов с диаметром $D_s < 350$ мм:

1 — $L_{b, max} < 900$ мм; 2 — $L_{b, max} > 900$ мм, сверленные отверстия; 3 — штампованные отверстия; 4 — значения для остальных случаев

внутренней поверхностью кожуха и перегородками, который также является причиной протечек теплоносителя). Протечки очень часто оказывают существенное влияние на эффективность теплоотдачи. Для определения площади проходных сечений протечек необходимо знать средний зазор между кожухом и перегородкой. Значение L_{sb} (мм) представляет собой номинальный размер, который в процессе изготовления выдерживается с определенными допусками на отклонение от правильной окружности и непосредственно в значениях диаметра. Диаметр перегородок также выдерживается с определенными допусками. Поэтому в стандартах ТЕМА рассматривается только среднее значение зазоров между кожухом и перегородками в зависимости от внутреннего диаметра кожуха D_s (рис. 13). Данные на этом рисунке аппроксимированы прямой

$$L_{sb} = 1,6 + 0,004D_s. \quad (18)$$

Поскольку допуски на отклонение от правильной окружности определены стандартами ТЕМА недостаточно четко, для обеспечения более безопасной работы аппарата зазор часто увеличивают на 1,5 мм. Это приводит к большому запасу по теплоотдаче, но к меньшему по потерям давления. Соответствующая прямая, полученная аппроксимацией, также приведена на рис. 13, и ее уравнение имеет вид

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004D_s. \quad (19)$$

Кожухи малого размера (с диаметром до 300 мм) могут быть изготовлены с очень малыми допусками. Поэтому

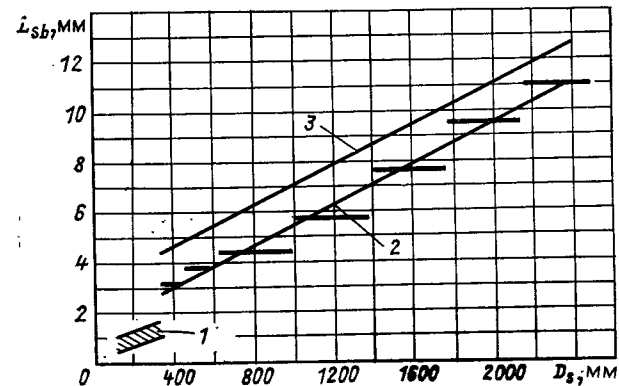


Рис. 13. Зависимость зазора L_{sb} между кожухом и перегородкой от внутреннего диаметра кожуха D_s (вертикальные линии соответствуют стандартам ТЕМА): 1 — кожухи из цельных труб; 2 — обобщающая прямая стандартов ТЕМА ($L_{sb} = 1,6 + 0,004 D_s$); 3 — прямая $L_{sb} = 3,1 + 0,004 D_s$ (запас 1,5 мм)

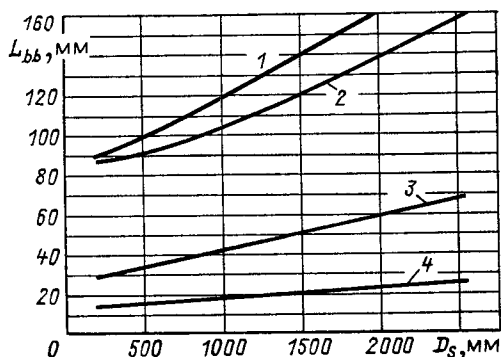


Рис. 14. Размер зазора для байпасного потока:

1 — давление 2 МПа; 2 — подвижная плавающая головка, давление 1 МПа; 3 — уплотненная плавающая головка и разъемное кольцо; 4 — U-образные трубы и фиксированная трубная доска

соответствующие значения диаметральных зазоров на рис. 13 приведены отдельно.

В тех случаях, когда протечки между перегородками и кожухом не имеют большого значения, диаметральные зазоры могут быть увеличены почти в 2 раза.

П. 21. L_{bb} — разность между внутренним диаметром кожуха и наружным диаметром пучка труб, мм. Эта разность определяет площадь проходного сечения для байпасных потоков и соответствующий поправочный множитель. Значение L_{bb} в основном зависит от способа крепления пучка труб в кожухе. Для фиксированных трубных досок и пучков U-образных труб L_{bb} будет иметь минимальные значения.

В конструкциях с уплотненной плавающей головкой и с разъемными кольцами для установки задней камеры требуются намного большие зазоры. В конструкциях с подвижной плавающей головкой, в которой должны быть предусмотрены болтовые соединения для крепления задней камеры, также требуются достаточно большие зазоры, зависящие к тому же от предполагаемого давления под кожухом. L_{bb} должно определяться по чертежам аппарата, однако для оценок на основе опытных данных на рис. 14 приведены значения L_{bb} .

По известным значениям внутреннего диаметра кожуха и наружного диаметра пучка D_{ott} нетрудно найти значение диаметрального зазора, мм:

$$L_{bb} = D_s - D_{ott}. \quad (20)$$

Вычисление диаметра окружности, мм, проходящей через центры периферийного ряда труб D_{ctt} , также не вызывает трудностей:

$$D_{ctt} = D_s - (L_{bb} + D_t) = D_{ott} - D_t. \quad (21)$$

П. 22—25. T_{si} , T_{so} , T_{ti} , T_{to} — входные и выходные температуры со стороны кожуха и труб соответственно, К. Предполагается, что конечные значения этих температур известны. Часто бывает полезным провести предварительную оценку возможного пересечения температур, которая поможет конструктору выбрать соответствующую схему течения потока (противоток, последовательное подключение кожухов и т. д.).

п. 26—29 — пояснений не требуется.

П. 30. η_s — динамическая вязкость теплоносителя со стороны кожуха (Па·с). Для жидкостей и газов необходимо по крайней мере одно значение динамической вязкости при средней температуре теплоносителя со стороны кожуха. Для учета влияния вязкости на коэффициент теплоотдачи и Δp для жидкостей требуется одно значение коэффициента при температуре стенки.

П. 31. R_{fo} — термическое сопротивление отложений (отнесенное к наружной поверхности труб), м·К/Вт. Вы-

бор значений термического сопротивления отложений должен быть осуществлен особенно тщательно, поскольку это может существенно повлиять на характеристики теплообменника. Рекомендуется также выполнить все расчеты при отсутствии отложений ($R_{fo} = 0$), которые позволят оценить степень ухудшения характеристик в зависимости от значений термического сопротивления отложений. Если принимается большое значение термического сопротивления отложений, соответствующая ему толщина отложений может повлиять на проходные сечения поперечного потока и зазоры между трубами и отверстиями в перегородках. В таких случаях, так же как и при расчете скорости потока и температуры стенки труб, зависящих от толщины отложений, необходимо руководствоваться собственным опытом.

П. 32—36 — пояснений не требуется.

П. 37. R_{fi} — термическое сопротивление со стороны труб (отнесенное к внутренней поверхности труб), м·К/Вт. Анализ термических сопротивлений со стороны труб следует проводить даже более тщательно, чем анализ сопротивлений со стороны кожуха, поскольку они существенно зависят от скорости потока (см. комментарии к п. 31, 42 и 43). Если отложения накапливаются на наружной поверхности труб с низкими ребрами, это сопротивление будет увеличено на величину, равную отношению площади наружной поверхности трубы к внутренней (которая обычно примерно равна 3), поскольку, как правило, коэффициент теплопередачи относят к наружной поверхности труб. Влияние сопротивления соответственно увеличивается, и применение оребренных труб с большим значением R_{fi} может стать весьма проблематичным.

П. 38. α_s — коэффициент теплоотдачи со стороны кожуха, Вт/(м²·К). В некоторых случаях значение коэффициента теплоотдачи может быть известно заранее. Например, при использовании конденсируемого пара [$\alpha_s \approx 80\,000$ Вт/(м²·К)] в качестве нагревающего теплоносителя, когда основная составляющая общего термического сопротивления определяется трубами, нет необходимости в расчетах теплоотдачи со стороны кожуха и в некоторых других исходных данных, таких, как приближенное число труб и т. д. Если при этом требуется определить потери давления со стороны кожуха, в расчетах необходимы все исходные данные.

П. 39. α_t — коэффициент теплоотдачи со стороны труб, Вт/(м²·К). В отношении α_t справедливо все сказанное в п. 38, за исключением того, что в этом случае основная составляющая общего термического сопротивления определяется кожухом, и поэтому необходимы все исходные данные для расчетов характеристик со стороны кожуха.

П. 40, 41. $\Delta p_{s, \max}$, $\Delta p_{t, \max}$ — максимально допустимый перепад давлений со стороны кожуха и труб соответственно. При проектировании имеют большое значение потери давления, и их значения обычно ограничены предельно допустимыми. Оптимальное использование допустимых значений Δp позволяет разработать наиболее эффективный теплообменный аппарат с минимально возможной стоимостью. Более подробно этот вопрос рассмотрен в § 3.3.9. Следует, однако, по возможности проводить сравнения расчетных значений с экспериментальными даже при проверочном расчете. Это позволяет улучшить характеристики аппарата.

П. 42. $v_{t, \max}$ — максимальная допустимая скорость теплоносителя в трубах, м/с. В некоторых случаях вместо предельно допустимого перепада давления или в дополнение к нему используется максимально допустимая скорость теплоносителя в трубах. В основном выбор того или иного предельно допустимого параметра зависит от свойств жидкости (однородная или с твердыми частицами). Специальных рекомендаций по этому поводу нет, но из опыта известно, что при течении однородной жидкости в трубах из углеродистой стали скорость не должна быть выше

3 м/с, в трубах из легированной стали — не выше 5 м/с и в титановых трубах — не выше 6 м/с. Это, очевидно, только очень грубые оценки. При наличии в жидкости твердых частиц эти предельные значения должны быть уменьшены, особенно для U-образных труб.

П. 43. $v_{t, \min}$ — минимально приемлемая скорость в трубах, м/с. Значения минимальной скорости в трубах требуются в первую очередь для определения условий работы с минимальными отложениями на поверхности, так как интенсивность образования отложений существенно зависит от скорости потока. Поэтому конструктор всегда должен иметь в виду эти ограничения и исключить из рассмотрения варианты конструкции, которые на первый взгляд кажутся вполне приемлемыми, но не удовлетворяют ограничениям по минимальной скорости.

Для жидкостей при турбулентном режиме течения $v_{t, \min}$ должна быть не менее 1 м/с; для воды в качестве охлаждающей жидкости $v_{t, \min}$ должна быть около 1 м/с. Но, вообще говоря, для оптимального соотношения между затратами на прокачку и очистку теплообменной поверхности от загрязнений требуются значения $v_{t, \min} \approx 2$ м/с.

С. Расчет основных параметров. До определения поправочных коэффициентов и в конечном счете α и Δp по исходным данным должны быть рассчитаны некоторые основные параметры, такие, как площадь проходного сечения потока со стороны кожуха между двумя перегородками, средние температуры теплоносителей, числа Рейнольдса, Прандтля и др.

Площадь проходного сечения потока со стороны кожуха S_m представляет собой сумму площадей поперечного сечения байпасного потока между пучком труб и кожухом и минимального проходного сечения между трубами в пучке. Площадь поперечного сечения байпасного потока определяется по размеру зазора между пучком труб и кожухом L_{bb} (см. п. 21); $L_{bb} = D_s - D_{otl}$. Максимальная площадь проходного сечения пучка определяется по наименьшему расстоянию между трубами. Это расстояние показано в табл. 10 в виде двойной линии для различных типов пучков труб. Для треугольных и коридорных пучков минимальное расстояние между трубами равно $L_{tp} - D_t$, где L_{tp} — шаг размещения труб. Для шахматных пучков эта величина равна удвоенному расстоянию между трубами, умноженному на $\cos 45^\circ$. Таким образом, площадь проходного сечения потока со стороны кожуха

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp, eff}} (L_{tp} - D_t) \right], \quad (22)$$

где L_{bc} — шаг размещения центральных перегородок (см. п. 12); L_{bb} — диаметральной ширина проходного сечения байпасного потока (см. п. 21); $L_{tp, eff} = L_{tp}$ для коридорных и треугольных пучков; $L_{tp, eff} = L_{tp} (0,707)$ для шахматных пучков; D_{ctl} — см. п. 21.

Следовательно, в данном случае для шахматных пучков площадь проходного сечения будет в 1,41 раза больше, чем для треугольных или коридорных, при одинаковом шаге, а число омываемых потоком рядов труб будет в 1,41 раза меньше, чем для коридорных пучков, и в 1,22 раза меньше, чем для треугольных.

Поскольку предлагаемый здесь метод в основном предназначен для вычислений вручную, то теплофизические свойства рассчитываются по среднеарифметическим температурам на входе и выходе холодного и горячего теплоносителя:

$$T_{s, av} = \frac{1}{2} (T_{si} + T_{so}); \quad (23a)$$

$$T_{t, av} = \frac{1}{2} (T_{ti} + T_{to}). \quad (23b)$$

Однако если теплофизические свойства теплоносителей существенно изменяются в интервале между входной и выходной температурами и это может вызвать переход

ламинарного режима течения в турбулентный, точность метода может существенно уменьшиться.

По исходным данным также определяется максимальная массовая скорость потока со стороны кожуха $\dot{m}_s$, кг/(м²·с):

$$\dot{m}_s = \dot{M}_s / S_m, \quad (24)$$

где $\dot{M}_s$, кг/с — расход теплоносителя (см. п. 26); S_m — площадь проходного сечения [см. (22)].

Число Рейнольдса для потока со стороны кожуха тогда равно:

$$Re_s = D_t \dot{m}_s / \eta_s, \quad (25)$$

где D_t — диаметр труб; η_s — динамическая вязкость при среднемассовой температуре (см. п. 30).

Число Прандтля теплоносителя со стороны кожуха также рассчитывается при среднемассовой температуре и равно:

$$Pr_s = c_p \cdot s \eta_s / \lambda_s. \quad (26)$$

Определение эффективной средней разности температур подробно обсуждалось в разд. 1.5, т. 1, по определению

$$\Delta T_M = T_{LM} (F). \quad (27)$$

По исходным данным можно вычислить предельные значения перепада температур:

$$\Delta T_1 = T_{i, h} - T_{o, c}; \quad (28a)$$

$$\Delta T_2 = T_{o, h} - T_{i, c}. \quad (28b)$$

Тогда среднелогарифмическая разность температур соответственно равна:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \left| \Delta T_1 \neq \Delta T_2 \right|$$

или

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \quad \left| \Delta T_1 \rightarrow \Delta T_2 \right|. \quad (29)$$

Поправочный коэффициент F , необходимый для учета конкретной схемы течения теплоносителей вида организации потока, определен также в разд. 1.5, т. 1. Для чистого противотока и при наличии конденсации в одном из теплоносителей $F=1$. Во всех других случаях $F < 1$. Но при выборе конструкции теплообменника следует стремиться к тому, чтобы значение F было больше 0,75—0,8, так как в противном случае теплообменный аппарат может оказаться недостаточно эффективным. Если значения F получаются слишком низкими, для обеспечения оптимальных характеристик в зависимости от конкретной ситуации необходимо либо увеличить число секций при последовательном соединении, либо изменить тип пучка труб, либо перейти на чистый противоток.

Для расчетов поверхности теплообмена необходима эффективная длина труб L_{ta} . Эта длина также используется при расчетах корректирующего коэффициента J_r (см. § 3.3.6), учитывающего концевые зоны U-образных труб. В уравнениях для расчета теплоотдачи при ламинарном течении эффективная длина труб входит в качестве параметра в выражение d/L . В этих уравнениях L следует интерпретировать как «длину невозмущенного потока». Во всех случаях, за исключением U-образных пучков труб, L следует принимать равным L_{ta} . Для U-образных пучков труб с некоторым запасом за счет перемешивания потока на участке изгиба L может быть принята равной $2L_{ta}$.

И наконец, эффективная площадь поверхности теплообмена труб определяется по эффективной длине L_{ta} (см. п. 10):

$$A_0 = \pi D_t L_{ta} N_{tt}.$$

При расчете поверхности U-образных труб необходимо учитывать U-образные участки за перегородкой.

3.3.6. Расчеты вспомогательных параметров

Для расчетов различных поправочных коэффициентов, коэффициентов теплоотдачи и потерь давления необходимо выполнить целый ряд предварительных вычислений для определений площадей поперечного сечения потока, поверхностей и других параметров по исходным данным, перечисленным в § 3.3.5.

А. Расчет окон сегментных перегородок. В первую очередь вычисляется угол между точками пересечения хорды сегментной перегородки (рис. 1) и с окружностями с диаметром D_s (θ_{ds}), а также угол между точками пересечения этой хорды с окружностью с диаметром D_{ctl} , проходящей через центры наружного ряда труб ($D_{ctl}=D_{otl}-D_t$) (см. § 3.3.5):

$$\theta_{ds} = 2 \arccos \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right]; \quad (1)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \arccos \left\{ \frac{D_s}{D_{ctl}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \right\}. \quad (2)$$

В случае так называемых оконных перегородок, т. е. таких, в которых зазор между внутренней поверхностью кожуха и наружной поверхностью пучка труб перекрыт, возникает необходимость в определении угла между точками пересечения хорды с наружной поверхностью пучка труб. Этот угол равен:

$$\theta_{otl} = 2 \arccos \left\{ \frac{D_s}{D_{otl}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \right\}. \quad (3)$$

В. Проходное сечение потока в окне перегородки. Площадь свободного сегмента

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (D_s)^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right). \quad (4)$$

Значения этой площади в зависимости от внутреннего диаметра кожуха D_s и высоты свободного сегмента B_c приведены на рис. 2.

Если, однако, используются упомянутые выше оконные перегородки, следует заменить угол θ_{ds} в (4) на угол θ_{otl} , определяемый по (3). Данные, приведенные на рис. 2, в этом случае неприменимы.

По соотношениям (1) — (4) можно теперь определить относительное количество труб в окне перегородки и в сечении пучка, ограниченном кромками двух перегородок и внутренней поверхностью кожуха. На рис. 1 эта часть сечения обозначена расстоянием $\{D_s [1 - 2(B_c/100)]\}$.

Приведенные выше соотношения справедливы для пучков с равномерным распределением труб, которые из-за изгиба труб встречаются сравнительно редко. Кроме того, в районе входного патрубке трубы иногда удаляются для размещения противоударных пластин. Однако ошибка,

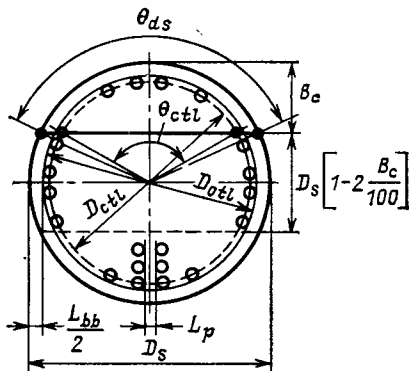


Рис. 1. Основные размеры сегментной перегородки

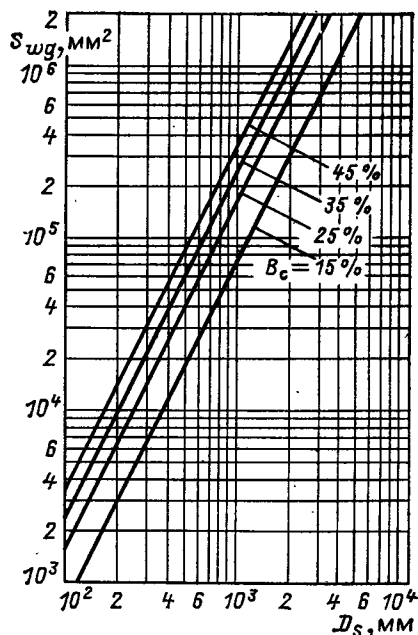


Рис. 2. Зависимость площади отсечного сегмента (без труб) S_{wg} от диаметра кожуха

вносимая отклонениями размеров пучка от идеальных, учитывая общую точность метода и погрешности, вносимые другими допущениями, невелика. Таким образом, при упомянутых выше оговорках доля труб в окне перегородок F_w и доля труб, обтекаемых поперечным потоком в сечении пучка между кромками перегородок, соответственно равны:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi}; \quad (5)$$

$$F_c = 1 - 2(F_w), \quad (6)$$

где θ_{ctl} — угол, определяемый по (2).

Часть площади окна перегородки, занятая трубами,

$$S_{wt} = N_{tt} F_w \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) = N_{tw} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right). \quad (7)$$

На рис. 3 представлена зависимость этой площади от числа труб. Число труб в окне перегородок можно рассчитать по соотношению

$$N_{tw} = N_{tt} F_w. \quad (8)$$

Наконец, площадь проходного сечения потока через окно перегородки вычисляется как разность

$$S_w = S_{wg} - S_{wt}. \quad (9)$$

С. Эквивалентный диаметр окна сегментной перегородки. Эквивалентный диаметр окна сегментной перегородки D_w необходим только при расчетах потерь давления при ламинарном режиме течения, т. е. при $Re_s < 100$. Он рассчитывается в соответствии с хорошо известным определением эквивалентного диаметра как четырехкратной площади проходного сечения потока через окно перегородки, деленной на смоченный периметр. При этом кромка перегородки при подсчете смоченного периметра не учитывается. Таким образом,

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi D_t N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds}/360}. \quad (10)$$

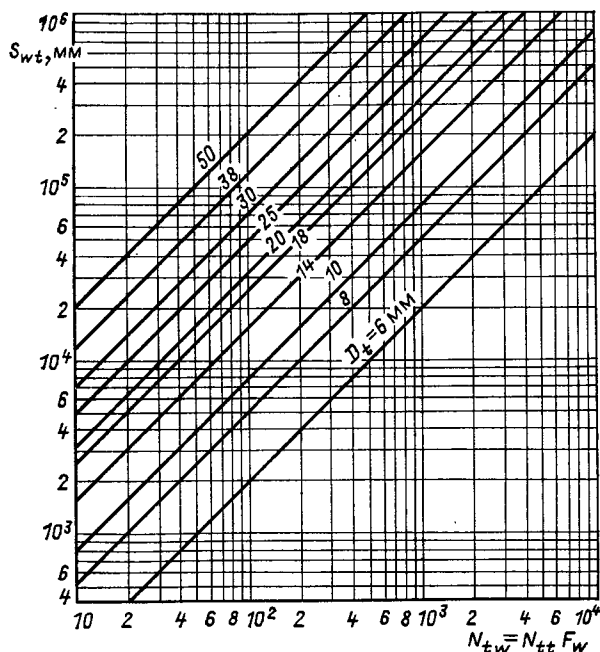


Рис. 3. Зависимость площади сечения труб в окне сегментной перегородки от числа труб в окне

Д. Эффективное число рядов труб, омываемых поперечным потоком. Определение эффективного числа рядов труб в пучке имеет большое значение при расчетах коэффициентов теплоотдачи и потерь давления, а также соответствующих корректирующих факторов. Это число зависит от типа и шага пучка труб и таких же параметров, через которые определяется площадь проходного сечения S_m потока при поперечном обтекании пучка труб (см. § 3.3.5). Эти параметры приведены в табл. 10, § 3.3.5, для треугольных, коридорных и шахматных пучков труб.

Эффективное число рядов труб, омываемых поперечным потоком, находится по соотношению

$$N_{tc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right], \quad (11)$$

где L_{pp} определяется по табл. 10, § 3.3.5.

Эффективное число рядов труб, омываемых поперечным потоком, в окне перегородки N_{tcw} нельзя найти непосредственно.

Как схематически показано на рис. 4, скорость потока достигает своего наивысшего значения в сечении, расположенном ниже кромки перегородки, и затем быстро уменьшается. Это наблюдалось визуально в многочисленных экспериментах [1, 2]. В конечном счете эффективная глубина проникновения поперечного потока через пучки труб в окна перегородок (с учетом вкладов от продольных составляющих потока) должна быть определена экспери-

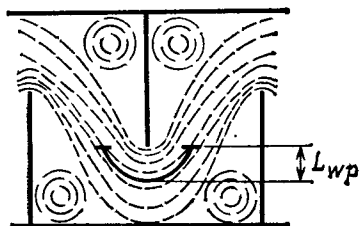


Рис. 4. Эффективная глубина проникновения поперечного потока в окне перегородки

ментально. Более подробно с этим вопросом можно ознакомиться в [3].

По данным Делаверского университета и другим эффективная глубина проникновения поперечного потока L_{wp} составляет 0,4 высоты сечения окна перегородки, занятой трубами, которая определяется как расстояние между кромкой перегородки и наружным диаметром пучка труб:

$$L_{wp} = 0,4 \left(D_s \frac{B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctt}}{2} \right). \quad (12)$$

Поскольку поток пересекает трубы в окне перегородки дважды, эффективное число рядов труб в окне

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left[D_c \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctt}}{2} \right]. \quad (13)$$

Более подробный анализ течения через окна перегородок проделан в [4].

Е. Число перегородок N_b . Определение числа перегородок N_b требуется для оценки общего числа поперечных ходов и поворотов потока. Каждый раз, когда это можно, N_b находится по чертежам или схемам. Если расчеты все же необходимы, используется длина труб L_{ti} (см. § 3.3.5) применительно к U-образным трубам. Расстояние между перегородками выбирается на центральном участке, даже если на концах эта величина больше:

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1. \quad (14)$$

Отметим, что если бы расстояние между перегородками было одинаковым по всей длине, значение N_b было бы целым числом (или близким к целому). Если на концах теплообменника расстояние между перегородками больше, чем в центре, вычисленное значение N_b следует округлить до целых значений.

Ф. Параметры байпасного потока между пучком труб и кожухом. Пространство между пучком труб и внутренней поверхностью кожуха является основным трактом, по которому поток может обходить пучок труб. Поскольку байпасный тракт имеет меньшее сопротивление, чем проход через пучок труб, доля потока, протекающего в обход пучка, может достигать существенных значений (20—30%) и снижать эффективность теплоотдачи, уменьшая при этом потери давления. Это учитывается в итоге соответствующими коэффициентами j_b и R_b . Эти коэффициенты учитывают также влияние уплотняющих полос (N_{ss} в перечне исходных данных), которые уменьшают поток в байпасном тракте.

В дополнение к байпасному потоку в зазоре между пучком труб и внутренней поверхностью кожуха может существовать байпасный поток через проходы между трубами в пучке. Как правило, такие проходы перпендикулярны поперечному потоку, но в некоторых конструкциях с многоходовой организацией движения теплоносителя не удастся избежать ориентации отдельных проходов между трубами в направлении поперечного потока. Так как байпасный поток в таких случаях омывает пучок труб с обеих сторон, эффективность теплоотдачи снижается в меньшей степени, чем от периферийного байпасного потока. Тем не менее проходы между трубами в пучках обычно блокируются дистанционирующими стержнями, которые играют роль уплотняющих полос. В пределах точности этого метода байпасными потоками через проходы между трубами можно пренебречь.

Площадь проходного сечения для байпасного потока между пучком труб и внутренней поверхностью кожуха на длине, равной расстоянию между перегородками, может быть определена по выражению

$$S_b = L_{bc} [(D_s - D_{ot}) + L_{pl}], \quad (15)$$

где L_{pl} введено для учета байпасного потока через проходы между трубами в пучках (см. рис. 1). Оно равно нулю для

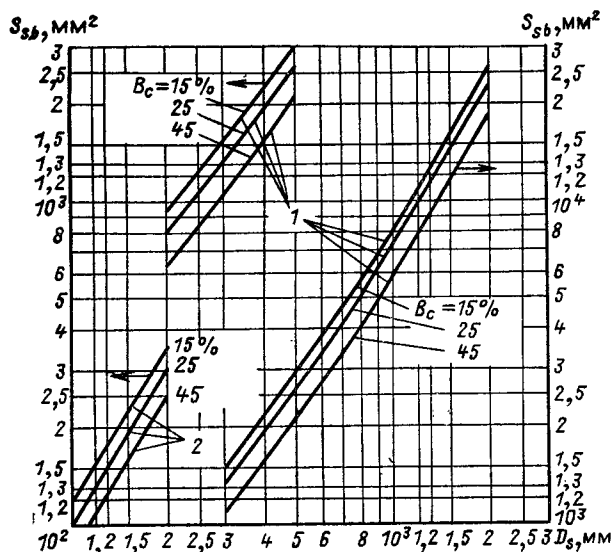


Рис. 5. Зависимость площади поперечного сечения для протечек между кожухом и перегородкой S_{sb} от диаметра кожуха D_s и относительной высоты отсекаемого сегмента B_c при значениях зазоров по (19) и рис. 13, § 3.3.5:

1 — кожухи из свернутого металлического листа; 2 — кожухи из цельных труб ($L_{sb}=1$ мм)

всех стандартных расчетов L_{pl} и половине действительной ширины прохода между трубами L_p (см. рис. 1). Для оценок можно принять $L_p=D_t$. Более точные значения следует искать, опираясь на здравый смысл.

Для расчетов коэффициентов J_i и R_i требуется также отношение площади проходного сечения байпасного потока S_b к общей площади проходного сечения S_m :

$$F_{sbp} = S_b / S_m. \quad (16)$$

Г. Проходное сечение для протечек между кожухом и перегородкой. Площадь проходного сечения для протечек между кожухом и перегородкой необходима для расчетов коэффициентов J_i и R_i . Зазор между внутренним диаметром кожуха D_s и диаметром перегородки D_b обозначен как L_{sb} и входит в перечень исходных данных. Значение этого зазора может быть определено по рис. 13, § 3.3.5, или выбрано в соответствии с конкретными обстоятельствами по интуиции.

Предполагая, что L_{sb} известно, проходное сечение для протечек между кожухом и перегородкой в пределах кругового сегмента, занятого перегородкой, вычисляется (с приемлемой точностью) как

$$S_{sb} = \pi D_s \left(\frac{L_{sb}}{2} \right) \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right). \quad (17)$$

Это сечение представлено графически на рис. 5 в зависимости от относительной высоты свободного сегмента B_c и при значениях L_{sb} , выбранных в соответствии с рис. 13, 19, § 3.3.5, которые соответствуют стандартам ТЕМА с дополнительным допуском. Если бы теплообменник имел другие значения L_{sb} , то S_{sb} рассчитывалось бы по (17).

Н. Проходное сечение для протечек между отверстиями в перегородках и трубами. Так же как и проходное сечение S_{sb} , S_{tb} необходимо для расчетов коэффициентов J_i и R_i . Диаметральный зазор L_{tb} входит в перечень исходных данных, и на рис. 12, § 3.3.5, показаны рекомендуемые значения. Общая площадь проходного сечения для протечек между трубами и отверстиями в перегородках

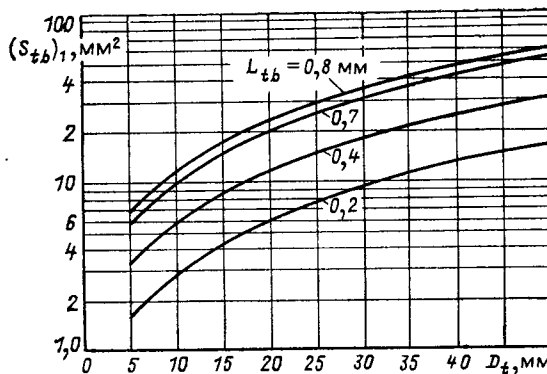


Рис. 6. Зависимость площади поперечного сечения для протечек между трубой и отверстием в перегородке от диаметра трубы D_t при различных значениях ширины зазора (см. рис. 12, § 3.3.5)

для одной перегородки

$$S_{tb} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{tb})^2 - D_i^2] \right\} (N_{tt}) (1 - F_w), \quad (18)$$

где F_w выражается через F_c в соответствии с (6). Выражение в фигурных скобках равно проходному сечению для протечек в расчете на одну трубу (S_{tb1}), которое представлено графически на рис. 6. Тогда (18) может быть упрощенно записано в виде

$$S_{tb} = (S_{tb1}) (N_{tt}) (1 - F_w). \quad (19)$$

И. Поправочный коэффициент J_c (рис. 7). Поправочный коэффициент J_c используется для учета влияния потока через окна перегородок на параметр теплоотдачи j , который рассчитывается по поперечному потоку. Выдвигая некоторые предположения о связи между поперечным потоком в центре кожуха и потоком через окна, сотрудники Делаверского университета обобщили этот факт в виде кривой, представленной на рис. 7. Более подробно с этим можно познакомиться в [3]. Этот метод, несмотря на свою простоту, обеспечивает хорошую точность в пределах рекомендуемых значений относительных высот свободного сегмента и расстояний между перегородками.

Отметим, что J_c достигает значений, равных 1, если относительные высоты свободного сегмента составляют 25—30%, и даже больших 1 для меньших относительных высот. Это можно объяснить тем, что j_i определяется по наибольшему поперечному сечению потока в центре ряда, в то время как наибольшие значения скорости достигаются около кромки перегородки. При этом скорость увеличивается с уменьшением относительной высоты свободного сегмента. Увеличение скорости компенсируется уменьшением числа труб в окне перегородки. Для соответствующего учета этих процессов необходим намного более сложный анализ.

Коэффициент J_c зависит от относительной высоты свободного сегмента B_c и диаметра D_{eti} , так как обе эти величины определяют число труб в окне перегородки.

В качестве аргумента для J_c используется относительное количество труб, обтекаемых поперечным потоком [в (6) оно обозначено как F_c]. Для практических расчетов в пределах значений относительных высот свободного сегмента от 15 до 45% вполне достаточно аппроксимации J_c прямой линией:

$$J_c = 0,55 + 0,72 F_c. \quad (20)$$

Л. Поправочные коэффициенты для учета влияния протечек через перегородку на теплоотдачу J_i и потери давления R_i . Протечки через зазоры между перегородкой и кожухом и между трубами и отверстиями в перегородках могут достигать существенных значений (до 40%), и поэтому их учет очень важен. Из двух рассмотренных видов

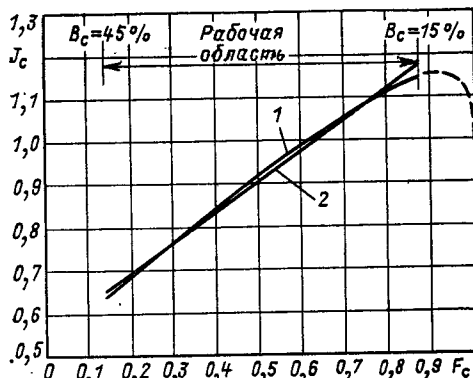


Рис. 7. Зависимость коэффициента J_c для окна сегментной перегородки от доли труб, омываемых поперечным потоком [см. (6)]: 1 — кривая, взятая из [3]; 2 — линейная аппроксимация $j_c = 0,55 + 0,72 F_c$

протечек наибольшее ухудшение теплоотдачи вызывают протечки между кожухом и перегородкой, так как эти потоки не участвуют в теплообмене с трубами. Но протечки через зазоры между трубами и отверстиями в перегородках несколько повышают эффективность теплоотдачи. Заметим, однако, что эти зазоры в некоторых случаях забиваются отложениями, и, следовательно, через некоторое время работы аппарата поток через них уменьшается. Это приводит к увеличению поперечного потока и одновременно возрастанию байпасных потоков. В конечном счете интенсивность теплоотдачи изменяется незначительно, а потери давления, как правило, возрастают.

С учетом дополнительных данных, которые стали доступны в последнее время, здесь приводится несколько модифицированный метод Делаверского университета [3]. Предположим, что известны следующие параметры: S_{sb} — площадь зазора между перегородкой и кожухом (17); S_{tb} — площадь зазора между трубами и отверстиями в перегородках (19); S_m — площадь проходного сечения поперечного потока (22), § 3.3.5. В качестве определяющих параметров используются следующие величины:

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}; \quad (21)$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}; \quad (22)$$

Поправочные коэффициенты для теплоотдачи J_l и для потерь давления R_l приведены на рис. 8 и 9 соответственно. Из рисунков можно сделать следующие выводы: наиболее существенную роль играют поправочные коэффициенты при $r_s = 1$, что соответствует наличию протечек только через зазоры между перегородками и кожухом;

наименьшее влияние поправочные коэффициенты оказывают при существовании перетечек только через зазоры между трубами и отверстиями в перегородках, т. е. при $r_s = 0$. В этом случае можно проанализировать влияние уменьшения зазоров между трубами и отверстиями в перегородках вследствие отложений;

в хорошо сконструированном теплообменнике значение J_l должно быть не менее 0,6, лучше всего 0,7—0,9, так как в противном случае эффективность теплоотдачи будет слишком низкой. При низких значениях J_l конструкция аппарата должна быть тщательно пересмотрена. Для повышения значений J_l могут быть предприняты следующие меры: увеличение шага размещения перегородок (что приводит к увеличению S_m); увеличение шага пучков труб или переход на другой тип пучков (коридорных или шахматных), что приблизительно равноценно; существенное изменение конструкции, которое заключается в переходе

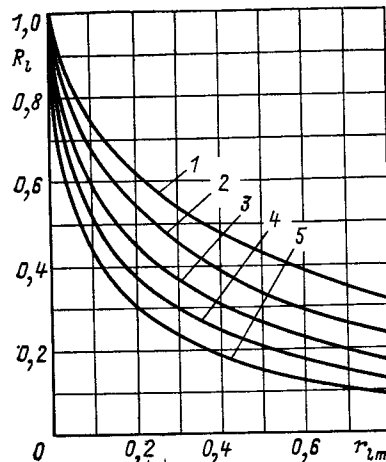


Рис. 8. Зависимость коэффициента R_l для учета влияния протечек через перегородку на потери давления от параметров $r_{lm} = (S_{sb} + S_{tb})/S_m$ и $r_s = S_{sb}/(S_{sb} + S_{tb})$: 1 — $r_s = 0$; 2 — $r_s = 0,25$; 3 — $r_s = 0,5$; 4 — $r_s = 0,75$; 5 — $r_s = 1$

на двойные или тройные перегородки; изменение типа кожуха или и то и другое одновременно.

Для расчетов с применением ЭВМ поправочные коэффициенты аппроксимируются выражениями

$$J_l = 0,44 (1 - r_s) + [1 - 0,44 (1 - r_s)] \exp(-2,2 r_{lm}); \quad (23a)$$

$$R_l = \exp[-1,33 (1 + r_s) (r_{lm})^p], \quad (23b)$$

где

$$p = [-0,15 (1 + r_s) + 0,8].$$

К. Поправочные коэффициенты J_b и R_b для учета байпасных потоков. Гидравлическое сопротивление байпасного тракта между кожухом и пучком труб существенно ниже, чем самого пучка. Поэтому часть потока, пропорциональная отношению сопротивлений байпасного тракта к сопротивлению пучка, будет протекать в обход пучка труб. Этот поток лишь в незначительной степени участвует в теплообмене, так как он омывает только наружный ряд труб. При использовании фиксированных трубных досок и U-образных пучков сечения байпасных трактов не слы-

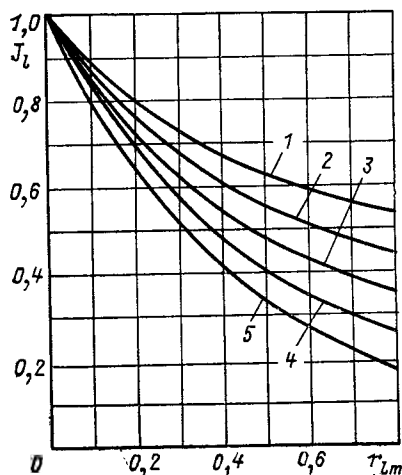


Рис. 9. Зависимость коэффициента J_l для учета влияния протечек через перегородку на теплоотдачу от параметров r_{lm} и r_s : 1 — $r_s = 0$; 2 — $r_s = 0,25$; 3 — $r_s = 0,5$; 4 — $r_s = 0,75$; 5 — $r_s = 1$

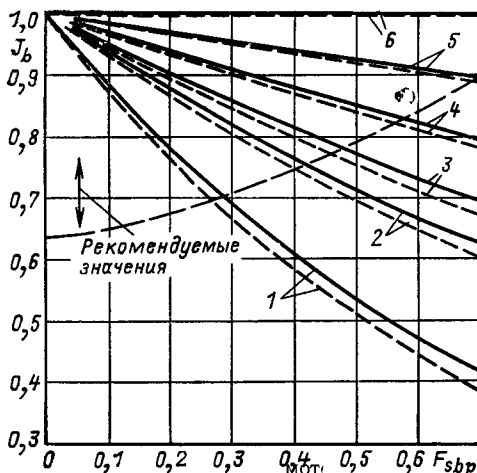


Рис. 10. Зависимость коэффициента J_b для учета влияния байпасного потока на теплоотдачу от параметра $F_{sbp} = S_b / S_m$ и $r_{ss} = N_{ss} / N_{tcc}$:

1 — $r_{ss} = 0$; 2 — $r_{ss} = 1/20$; 3 — $r_{ss} = 1/10$; 4 — $r_{ss} = 1/5$; 5 — $r_{ss} = 1/3$; 6 — $r_{ss} \geq 1/2$; — — — — — $Re_s > 100$; — — — — — $Re_s \leq 100$

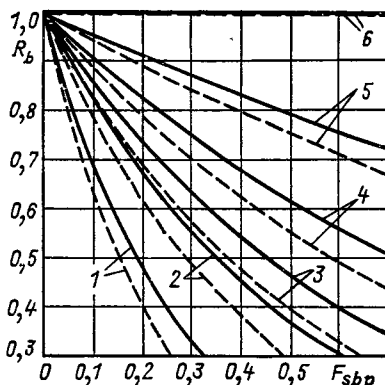


Рис. 11. Зависимость коэффициента R_b для учета влияния байпасного потока на потери давления от параметров F_{sbp} и r_{ss} :
1 — $r_{ss} = 0$; 2 — $r_{ss} = 1/20$; 3 — $r_{ss} = 1/10$; 4 — $r_{ss} = 1/5$; 5 — $r_{ss} = 1/3$; 6 — $r_{ss} \geq 1/2$; — — — — — $Re_s > 100$; — — — — — $Re_s \leq 100$

ком велики. Однако в других случаях байпасный тракт должен быть блокирован уплотняющими полосами.

Для определения поправочных коэффициентов J_b и R_b должны быть известны следующие параметры: $F_{sbp} = S_b / S_m$ — отношение площади сечения байпасного тракта к площади проходного сечения поперечного потока; N_{ss} — число уплотняющих полос (пар) на одной перегородке (см. п. 17 исходных данных); N_{tcc} — число рядов труб (11) между плоскостями, проходящими через кромки перегородок;

$$r_{ss} = N_{ss} / N_{tcc}.$$

(24)

Значения поправочных коэффициентов J_b и R_b представлены на рис. 10 и 11 соответственно. Как и следовало ожидать, при ламинарном режиме течения ($Re_s < 100$) доля потока, протекающего по байпасному тракту, выше. Рекомендуемые значения фактора J_b показаны на рис. 10. Если в расчетах получаются значения ниже рекомендуемых, то следует увеличить число уплотняющих полос, что почти во всех случаях приведет к увеличению J_b .

Кривые на рис. 10 и 11 аппроксимируются следующими зависимостями:

$$J_b = \exp \left[-C_{bh} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}} \right) \right]; \quad (25)$$

$$J_b = 1 \text{ при } r_{ss} \gg \frac{1}{2},$$

где $C_{bh} = 1,35$ для ламинарного режима течения, $Re_s \leq 100$; $C_{bh} = 1,25$ для турбулентного режима $Re_s > 100$;

$$R_b = \exp \left[-C_{bp} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}} \right) \right], \quad (26)$$

$$\left(R_b = 1 \text{ при } r_{ss} \gg \frac{1}{2} \right);$$

$$C_{bp} = 4,5 \text{ при } Re_s \leq 100;$$

$$C_{bp} = 3,7 \text{ при } Re_s > 100.$$

Л. Поправочный коэффициент J_r для учета обратного градиента температур при ламинарном режиме течения. Как следует из результатов, полученных в Делаверском университете, при ламинарном режиме течения ($Re_s < \approx 20$) наблюдается существенное ухудшение теплоотдачи, которое в конечном счете связано с возникновением обратных градиентов температур в пограничном слое. Это явление аналогично хорошо известному случаю течения в трубах, когда $j \sim L^{-1/3}$. При поперечном обтекании пучков труб длина L представляет собой число пересекаемых рядов труб, что является вполне разумной аналогией. По данным Делаверского университета можно заключить, что при обтекании пучков труб $j \sim (N_c)^{-0,18}$, т. е. этот эффект проявляется в меньшей степени, чем при течении внутри труб. Это обусловлено частичным возмущением пограничного слоя между рядами труб. При $Re_s > 20$ силы инерции начинают разрушать ламинарный пограничный слой и влияние обратных градиентов температур уменьшается, а при $Re_s > 100$ исчезает полностью.

Так как значения факторов теплообмена j_i идеальных пучков (см. рис. 1—3, § 3.3.7) получены для случая десятирядных пучков, соответствующий поправочный коэффициент J_r при $Re_s \leq 20$ может быть определен в виде

$$J_r = (j_r)_r = \left(\frac{10}{N_c} \right)^{0,18} = \frac{1,51}{(N_c)^{0,18}}, \quad (27)$$

где N_c — общее число омываемых рядов труб, определяемое по выражению

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) (N_b + 1). \quad (28)$$

Для интервала чисел Рейнольдса $20 \leq Re_s \leq 100$ линейная экстраполяция приводит к выражению

$$J_r = (J_r)_r + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) [(J_r)_r - 1] \quad (29)$$

при ограничениях

$$J_r = 1 \text{ (при } Re_s > 100);$$

$$J_r = (J_r)_r \text{ (при } Re_s \leq 20); J_r \geq 0,4.$$

Зависимость (29) представлена на рис. 12.

М. Поправочный коэффициент J_s для учета влияния на теплоотдачу шага размещения перегородок на входных (выходных) участках. Предположим, что коэффициент теплоотдачи α_i вычислен при равномерном распределении перегородок по длине теплообмена с шагом L_{bc} , равным расстоянию между центральными перегородками и $\alpha_i \sim v_{max}^{0,8}$, где v_{max} — скорость поперечного потока на участке между двумя перегородками, которая определена по расходу m_s [см. (24), § 3.3.5]. Предполагается также, что n постоянно и приблизительно равно 0,6 для турбулентного и 1/3 для ламинарного режимов течения. Полагая, что соотношение между протечками и байпасным потоком

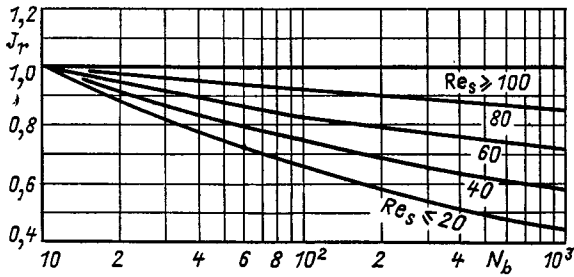


Рис. 12. Зависимость коэффициента J_r при ламинарном режиме течения ($Re_s < 100$) от числа пересекаемых рядов труб N_c и Re

существенно не изменяется из-за различия значений L_{bc} и L_{bi} или L_{bo} и следуя [5], получаем

$$\alpha_i \sim v_{max}^n \sim \left(\frac{1}{L_{bc}}\right)^n. \quad (30)$$

Введем средний коэффициент теплоотдачи со стороны кожуха α_s по соотношению

$$\alpha_s A_o = (\alpha_i)_i (A_o)_i + \alpha_i [A_o - (A_o)_i - (A_o)_o] + (\alpha_i)_o (A_o)_o, \quad (31)$$

где $(\alpha_i)_i$, $(\alpha_i)_o$ — коэффициенты теплоотдачи на входном и выходном участках соответственно; $(A_o)_i$, $(A_o)_o$ — площади поверхности теплообмена.

На входном и выходном участке соответственно A_o — площадь поверхности теплообмена на участке между двумя центральными перегородками.

Поправочный коэффициент J_s теперь может быть определен как

$$J_s = \frac{\alpha_s}{\alpha_i} = (\alpha_i)_i \left[\frac{(A_o)_i}{A_o} \right] + \frac{A_o - (A_o)_i - (A_o)_o}{A_o} + (\alpha_i)_o \left[\frac{(A_o)_o}{A_o} \right]. \quad (32)$$

Введем обозначения

$$\frac{\alpha_i}{(\alpha_i)_i} = \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}}\right)^n = (L_i^*)^n, \quad (33)$$

$$\frac{\alpha_i}{(\alpha_i)_o} = \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}}\right)^n = (L_o^*)^n, \quad (34)$$

тогда

$$\frac{A_o - (A_o)_i - (A_o)_o}{A_o} = \frac{N_b - 1}{L_i^* + (N_b - 1) + L_o^*}. \quad (35)$$

Соотношение (32) можно записать теперь в окончательном виде:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b - 1) + (L_i^*) + (L_o^*)}. \quad (36)$$

Отметим, что $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$, $J_s = 0$.

На рис. 13 приведена зависимость J_s от числа перегородок N_b для случая турбулентного режима течения ($n = 0,6$) и при $L_i^* = L_o^*$.

В качестве параметра используется L^* , определенный из соотношения

$$L^* = L_{bo}/L_{bc} = L_{bi}/L_{bo}. \quad (37)$$

Значения L^* , большие 2, не рекомендуются для применения, в особенности в сочетании с небольшими N_b . В таких случаях следует использовать кольцевые распределительные комплекторы или другие устройства. Небольшое число перегородок (меньше 5) требует специального рас-

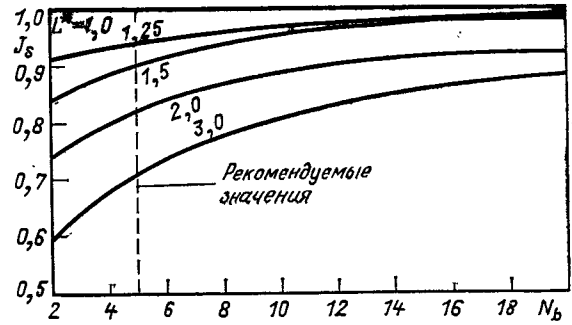


Рис. 13. Зависимость коэффициента J_s для учета влияния на теплоотдачу неравномерного размещения перегородок на входных (выходных) участках от числа перегородок N_b и относительного шага размещения $L^* = L_{bo}/L_{bc} = L_{bi}/L_{bo}$

смотрения, так как в этом случае нарушаются допущения, принятые при расчете по ΔT_m .

Для ламинарного режима течения значение J_s приблизительно равно среднему значению между единицей и значению, соответствующему турбулентному режиму течения.

Н. Поправочный коэффициент R_s для учета влияния размещения перегородок на входе (выходе) на потерн давления. Выражение для поправочного коэффициента R_s может быть получено с помощью рассуждений, аналогичных предыдущим. Более точный подход заключается в составлении уравнений для концевых зон (типа выражений для Δp_{bi}) и расчете коэффициентов трения по теплофизическим свойствам при локальной температуре. В пределах точности метода такой детальный расчет будет оправдан только в предельных случаях. В рекомендуемом методе используются такие же рассуждения, как и при выводе выражения для поправочного коэффициента J_s , которые применяются только к концевым зонам Δp_i [см. (6), § 3.3.8].

Из основных соотношений для потерн давления следу-

$$\Delta p_{bi} \sim (1/L_{bc})^{2-n}, \quad (38)$$

где n — показатель степени в законе трения. Для ламинарного режима течения ($Re_s < 100$) $n = 1$, для турбулентного $n \approx 0,2$.

Используя рис. 1—3, § 3.3.8, можно получить следующее выражение:

$$R_s = (L_{bc}/L_{bo})^{2-n} + (L_{bc}/L_{bi})^{2-n}. \quad (39)$$

Более подробно этот вопрос рассмотрен в § 3.3.8. В этом методе также предполагается, что показатель степени имеет одинаковые значения во всем теплообменнике.

Поправочный коэффициент R_s характеризуется следующим: $R_s = 2$ при $L_{bc} = L_{bo} = L_{bi}$.

В предельных случаях, когда $L_{bo} = L_{bi} = 2L_{bc}$, для ламинарного режима течения $R_s = 1$, для турбулентного $R_s = 0,57$.

Для U-образных труб, у которых довольно часто $L_{bi} = L_{bc}$ и $L_{bo} = 2L_{bc}$, для ламинарного режима течения $R_s = 1,5$, для турбулентного $R_s = 1,3$.

3.3.7. Соотношения для расчета теплоотдачи и потерн давления в идеальных пучках труб

Метод расчета потока со стороны кожуха основан на применении факторов теплообмена j_i и трения f_i , полученных из данных для идеальных пучков труб, значения которых корректируются для учета реальной конструкции теплообменного аппарата. Потери давления и теплоотдача

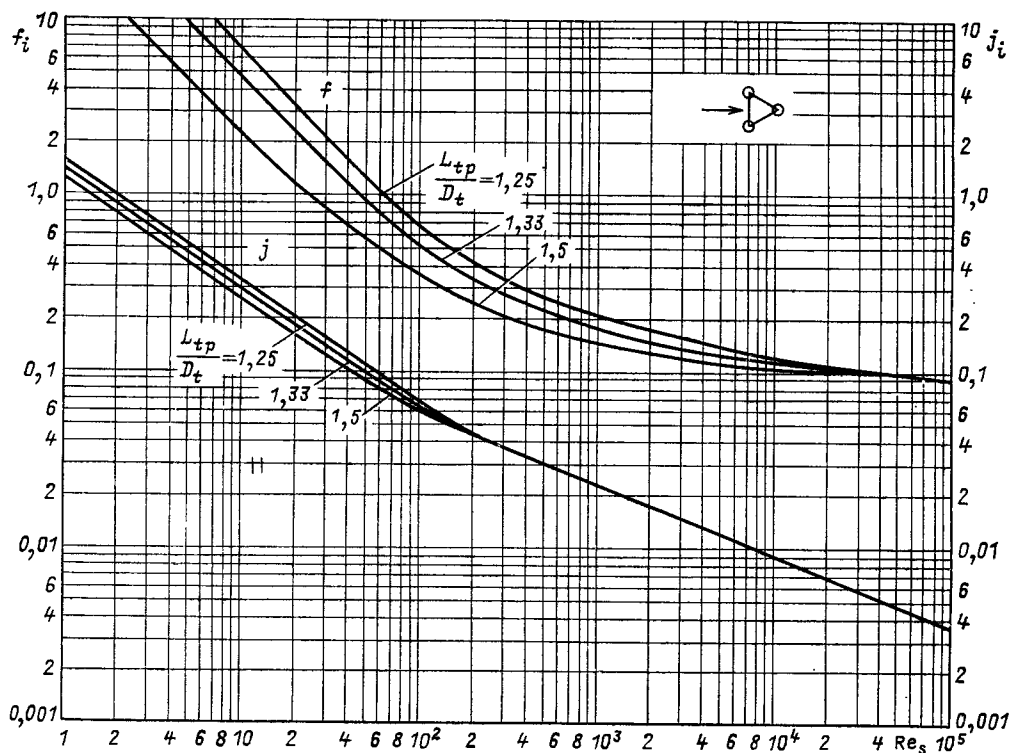


Рис. 1. Зависимость факторов теплоотдачи j_i и гидравлических потерь f_i для треугольных пучков труб от Re_s

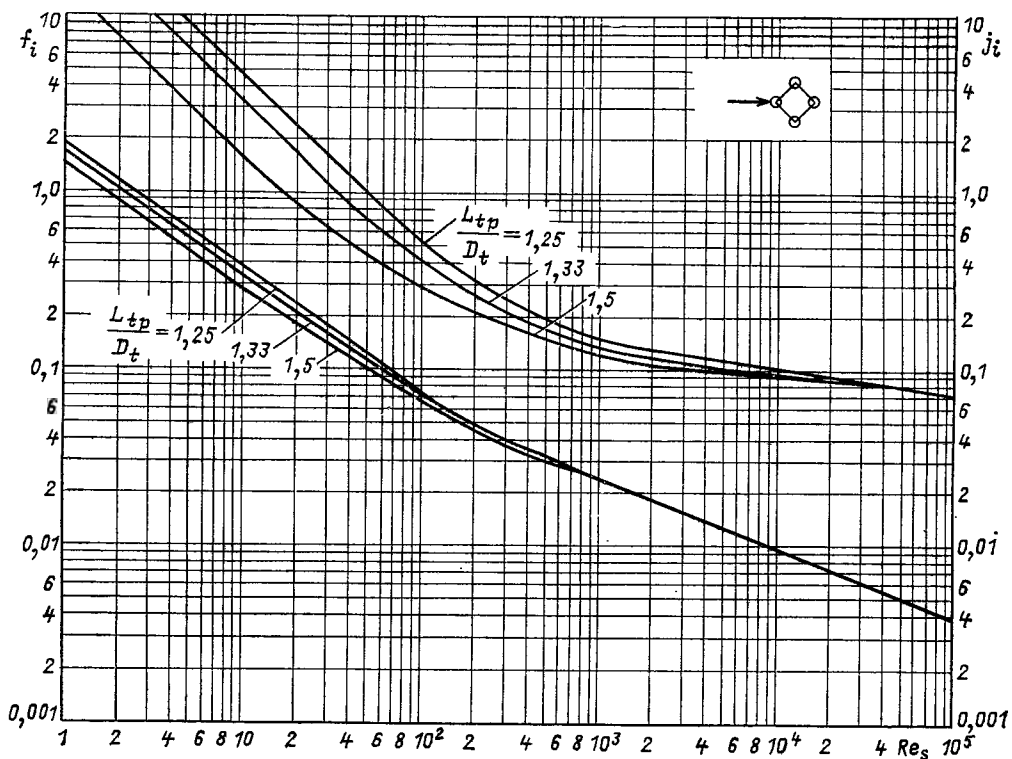


Рис. 2. Зависимость факторов теплоотдачи j_i и гидравлических потерь f_i от Re_s для шахматных пучков труб

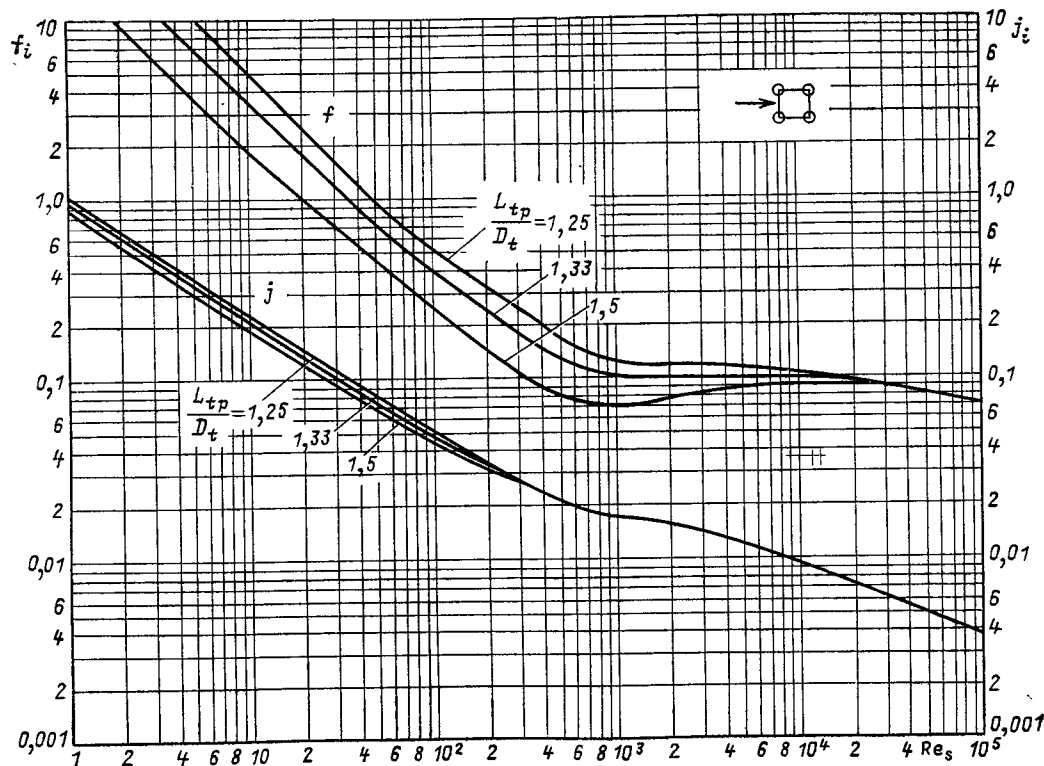


Рис. 3. Зависимость факторов теплоотдачи j_i и гидравлических потерь f_i от Re_s для коридорных пучков труб

описаны в § 2.2.4, 2.2.3, т. 1, соответственно. Но метод Делаверского университета основан на исследованиях идеальных пучков труб с размерами, близкими к тем, которые применяются в кожухотрубных теплообменниках. Поэтому весьма целесообразно использовать некоторые графические зависимости на основе данных Делаверского университета. Эти зависимости представлены на рис. 1—3 для различных типов пучков труб и значений отношения L_{tp}/D_t , охватывающих диапазон параметров, используемых в промышленности.

Здесь не делается попыток разработать критериальные соотношения и предполагается, что соответствующие значения j_i и f_i как функции Re_s могут быть получены непосредственно из графиков. Однако при использовании ЭВМ могут быть рекомендованы интерполяционные формулы

$$j = (a_1) \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (Re_s)^{a_2}; \quad (1)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 (Re_s)^{a_4}} \quad (1a)$$

$$\text{и} \quad f_i = b_1 \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^b (Re_s)^{b_2}, \quad (2)$$

$$\text{где} \quad b = \frac{b_3}{1 + 0,14 (Re_s)^{b_4}}. \quad (2a)$$

Значения постоянных a_1 — a_4 и b_1 — b_4 приведены в табл. 1.

Следует отметить, что графические зависимости для j_i и f_i основаны на специфическом определении этих параметров, которое приведено ниже.

А. Величины j_i и α_i для идеальных пучков труб. Фактор теплообмена j_i для идеальных пучков определен как

$$j_i = \frac{\alpha_i}{(c_p)_s \dot{m}_s} (Pr_s)^{2/3} (\Phi_s)^{-r} = f \left(Re_s, \frac{L_{tp}}{D_t} \right). \quad (3)$$

Соответственно коэффициенты теплоотдачи определены в виде

$$\alpha_i = (c_p)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r, \quad (4)$$

где $(c_p)_s$ — теплоемкость теплоносителя со стороны кожуха; $\dot{m}_s$ — расход; Pr_s — число Прандтля; (Φ_s) — температурный фактор, определяемый как отношение вязкости при температуре потока к вязкости при температуре на поверхности теплообмена. Для жидкостей

$$(\Phi_s)^r = (\eta_s/\eta_{s,w})^{0,14}. \quad (5)$$

Так как вязкость жидкости уменьшается с ростом температуры, то $\Phi_s > 1$ при нагреве жидкости в межтрубном пространстве и $\Phi_s < 1$ при ее охлаждении.

Вязкость газов медленно возрастает с увеличением температуры, и температурный фактор для газов определяется следующим образом:

$$\text{при охлаждении} \quad (\Phi_s)^r = 1; \quad (6a)$$

при нагреве

$$(\Phi_s)^r = \left(\frac{T_{s,av} + 273}{T_w + 273} \right)^{0,2}. \quad (6b)$$

T_w при нагреве газа всегда выше, чем $T_{s,av}$, и поэтому $\Phi_s < 1$.

Таблица 1. Коэффициенты уравнений (1) и (2)

Тип пучка труб	Число Рейнольдса	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
Треугольный	10^5-10^4	0,321	-0,388	1,450	0,519	0,372	-0,123	7,00	0,500
	10^4-10^3	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	10^3-10^2	0,593	-0,477			4,570	-0,476		
	10^2-10	1,360	-0,657			45,100	-0,973		
	< 10	1,400	-0,667			48,000	-1,000		
Шахматный	10^5-10^4	0,370	-0,396	1,930	0,500	0,303	-0,126	6,59	0,520
	10^4-10^3	0,370	-0,396			0,333	-0,136		
	10^3-10^2	0,730	-0,500			3,500	-0,476		
	10^2-10	0,498	-0,656			26,200	-0,913		
	< 10	1,550	-0,667			32,000	-1,000		
Коридорный	10^5-10^4	0,370	-0,395	1,187	0,370	0,391	-0,148	6,30	0,378
	10^4-10^3	0,107	-0,266			0,0815	+0,022		
	10^3-10^2	0,408	-0,460			6,0900	-0,602		
	10^2-10	0,900	-0,631			32,1000	-0,963		
	10	0,970	-0,667			35,0000	-1,000		

Основная трудность заключается в том, что температура на поверхности теплообмена T_w заранее неизвестна, так как она является функцией коэффициентов теплоотдачи как со стороны кожуха, так и со стороны труб, которые неизвестны в начале расчета. Поэтому следует применять последовательные приближения.

В. Величины f_i и Δp_i для идеальных рядов труб. Фактор трения f_i определяется следующим образом:

$$f_i = (10^3) \frac{(\Delta p_i) \rho_s}{2 (\dot{m}_s)^2 N_c} (\Phi_s)^r = f \left(Re_s, \frac{L_{tp}}{D_t} \right), \quad (7)$$

где N_c — число пересекаемых потоком рядов труб; Δp_i выражено в кПа; Re_s определяется по (25), § 3.3.5.

Перепад давлений Δp_i используется для части потока между кромками перегородок и в пределах между двумя перегородками, где число пересекаемых рядов $N_c = N_{tcc}$. Таким образом, обозначая перепад давления как Δp_{bi} , имеем

$$\Delta p_{bi} = 2 (10^{-3}) f_i N_{tcc} \frac{(\dot{m}_s)^2}{\rho_s} (\Phi_s)^{-r}, \quad (8)$$

где $\dot{m}_s$ — массовая скорость, кг/(м²·с), определяемая по (24), § 3.3.5; $(\Phi_s)^{-r}$ — температурный фактор, который определяется аналогично температурному фактору в расчетах j_i по (5).

Так же как и при расчетах j_i , при определении Δp_i может возникнуть необходимость в итерациях.

3.3.8. Расчет коэффициентов теплоотдачи и потерь давления в межтрубном пространстве

А. Коэффициент теплоотдачи α_s . Реальные коэффициенты теплоотдачи определяются как произведение коэффициентов теплоотдачи для идеальных пучков на поправочные коэффициенты, рассмотренные в предыдущих разделах:

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c, J_L, J_b, J_r, J_s) = \alpha_i (J_{tot}). \quad (1)$$

Эти корректирующие факторы особенно важны при использовании U-образных пучков труб, для которых шаг размещения перегородок на выходном участке всегда будет большим, чем в центре, если не предусматриваются специальные меры, не снижающие надежности (такие, как размещение выходного патрубка таким образом, чтобы участки труб в районе поворотного колена не омывались теплоносителем). Иными словами, принимаем, что $L_{b0} = 1,2 D_s$ при

расчетах J_s из-за больших байпасных трактов, которые не принимались во внимание при расчетах α_i . В этом случае следует рассматривать общую эффективную длину труб L_{ta} .

Для возможности сопоставления эффективности идеального пучка труб с эффективностью пучков труб с перегородками в теплообменнике вводится общий коэффициент как произведение всех корректирующих коэффициентов (1). В общем случае J_{tot} не должен быть меньше 0,4. В правильно выбранных конструкциях, как правило, $J_{tot} \geq 0,5$. При $J_{tot} < 0,4$ необходимо пересмотреть основные размеры аппарата и компенсировать потери эффективности.

В. Потери давления Δp_s . Потери давления в этом методе представляются в виде суммы трех составляющих: потери в поперечном потоке Δp_c , в окнах перегородок Δp_w и в концевых зонах (до первой и за последней перегородками) Δp_l [1].

На рис. 1 показана часть теплообменника, для которой рассчитываются Δp_c — потери давления при поперечном обтекании пучков труб, заключенных между плоскостями, проходящими через кромки перегородок. Они рассчитываются по Δp_{bi} для идеальных пучков и при расстоянии между перегородками, равном L_{bc} , т. е. в центральной части аппарата:

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} (N_b - 1) (R_b) (R_l). \quad (2)$$

В (2) учитываются как байпасные потоки, так и протечки. Потери давления при течении через окна перегородок Δp_w пропорциональны числу перегородок (рис. 2). В методе Делаверского университета предлагаются два различных соотношения в зависимости от режима течения. В обоих соотношениях для расчета массовой скорости используется среднегеометрическое значение площади проходного сечения поперечного потока S_m и проходного сечения в окнах перегородок S_w :

$$\dot{m}_w = \dot{M}_s / \sqrt{S_m S_w}, \quad (3)$$

где $\dot{m}_w$ — в кг/(м²·с).

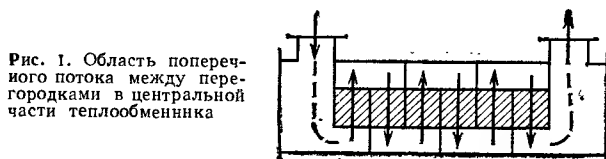


Рис. 1. Область поперечного потока между перегородками в центральной части теплообменника

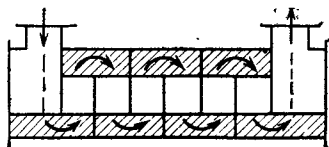


Рис. 2. Область потока, рассматриваемая при течении в окнах перегородок

Для турбулентного режима течения $Re_s \geq 100 \Delta p_w$ определяется по соотношению

$$\Delta p_w = N \left[(2 + 0,6 N_{tcw}) \frac{(\dot{m}_w)^2}{2 \rho_s} (10^{-3}) \right] R_L. \quad (4)$$

Число 2 учитывает то обстоятельство, что при огибании перегородки поток дважды проходит через пучок труб в окнах, а множитель 0,6 учитывает потери на трение при поперечном обтекании N_{tcw} рядов труб в окнах.

Для ламинарного режима течения ($Re_s < 100$) выражение для Δp_w , кПа, в методе Делаверского университета имеет более сложный вид, так как при этом учитываются потери давления в поперечном и продольном потоках и при огибании перегородок:

$$\Delta p_w = N_b \left\{ 26 \frac{(\dot{m}_w)}{\rho_s} \eta_s \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_t} + \frac{L_{bc}}{(D_w)^2} \right] + \left[2 (10^{-3}) \frac{(\dot{m}_w)^2}{2 \rho_s} \right] \right\} R_L. \quad (5)$$

Здесь член в фигурных скобках учитывает потери на трение в поперечном и продольном потоке соответственно, второй — потери при огибании перегородки; эквивалентный диаметр D_w определен в (10), § 3.3.6. Отметим, что используется только корректирующий фактор R_L , учитывающий протечки, тогда как фактор учета байпасных потоков R_b не входит в выражения для расчета Δp_w . Более подробно этот вопрос рассмотрен в [2].

Сравнение результатов расчета по (4), (5) при $Re_s = 100$ показывает, что значения в этой точке не совпадают в точности, поскольку эти соотношения получены из различных соображений. В большинстве случаев при $50 < Re_s < 200$ возникает необходимость в согласовании двух данных подходов. Тогда следует руководствоваться интуицией или для большей надежности выбирать завышенные значения.

При поперечном обтекании пучков до первой и за последней перегородками (рис. 3) возникают потери давления Δp_L . Течение в входном и выходном участках отличается от течения в центральной части аппарата:

в число пересекаемых рядов труб включаются и трубы, проходящие через окна перегородок;

протечки еще не возникают на входном участке или сливаются с общим потоком на выходном участке, так что соответствующий корректирующий фактор неприменим; шаг размещения крайних перегородок может отличаться от шага в центре, в особенности для U-образных труб, и поэтому применение корректирующего фактора R_s необходимо.

Таким образом, Δp_L , кПа, для двух концевых зон определяется следующим образом:

$$\Delta p_L = (\Delta p_{bi}) \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s. \quad (6)$$

При равномерном шаге размещения перегородок $R_s = 2$.

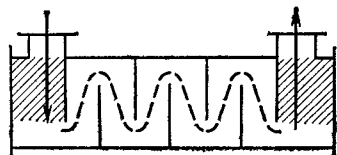


Рис. 3. Область потока до и после крайних перегородок

Наконец, суммарные потери давления Δp_s , кПа, без учета входных и выходных патрубков и противоударных устройств

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_L. \quad (7)$$

3.3.9. Теплообменники с сегментными перегородками

А. Методы расчета. В настоящее время большое число теплообменников проектируется с помощью программ для ЭВМ с различной степенью сложности физического представления процессов и качества. Однако конструктор должен хорошо владеть искусством проектирования независимо от того, применяется ли в расчетах программы для ЭВМ или расчет производится вручную. Успешный результат проектирования должен быть в любом случае один и тот же и заключается в следующем:

правильный предварительный анализ задачи, выбор параметров, подлежащих расчету и исходных данных; интерпретация результатов как возможность вариации расчетных параметров и окончательный выбор наилучшего варианта конструкции.

Таким образом, задача проектирования по существу сводится к последовательным конструктивным и проверочным расчетам. Использование при конструировании программ для ЭВМ ускоряет процесс, но в этом случае ошибки в исходной информации могут пройти незамеченными и окончательные решения могут быть приняты без достаточного контроля.

Преимущество расчетов вручную заключается в непосредственной инженерной интерпретации результатов и в возможности применения инженерной интуиции. Благодаря этому конструктор часто может свести к минимуму недостатки программ.

Идеальным, конечно, можно считать конструктора с достаточной интуицией, позволяющей ему выбрать наилучший вариант, в распоряжении которого имеются хорошие программы для ЭВМ, так как он сможет посвятить оценке результатов больше время, чем на рутинные расчеты. В этом разделе рассматриваются основные аспекты проектирования, которые не зависят от используемых методов расчета.

В. Предварительные конструкторские проработки.

Исходный анализ проблемы. Общая задача проектирования анализируется с целью определения исходных данных, которые могут повлиять на выбор элементов конструкции и вызвать другие изменения. Обычно это термическое сопротивление отложений и условия очистки, допустимые потери давления (особенно если эти потери очень малы), распределение температурного напора (необходимо в случае противотока или при последовательном соединении ряда аппаратов) и др.

Выбор размещения теплоносителя. Одно из первых принятых решений должно заключаться в оценке того, какой теплоноситель должен быть размещен со стороны кожуха, а какой — в трубах. Ряд факторов, которые влияют на этот выбор, приведен ниже.

Давление теплоносителя. Если нет каких-либо других серьезных соображений, теплоноситель с высоким давлением (более 1000 кПа) помещается в трубах. Это приводит к более экономичной конструкции.

Коррозия. Поскольку стоимость коррозионно-стойких материалов неизменно возрастает, теплоноситель, увеличивающий коррозию, предпочтительно размещать в трубах.

Отложения и очистка. Во многих случаях отложения являются неотъемлемым следствием процессов теплообмена. Они могут существенно повлиять на конструкцию теплообменника. Хотя понимание процессов образования отложений различного вида все еще недостаточно, известны некоторые закономерности влияния параметров теплообменника. Скорость потока должна быть высокой, так как

при этом уменьшается количество всех видов отложений. Если теплоноситель, увеличивающий отложения, движется в межтрубном пространстве, конструкция перегородок должна быть такой, чтобы обеспечивался минимум застойных зон. Это достигается хорошим соотношением между шагом размещения перегородок и относительной высотой свободного сегмента, использованием многосегментных перегородок или удалением труб из окон перегородок. Полимеризация отложений обычно очень зависит от температуры стенки трубы и может быстро увеличиваться при температуре выше определенной (критической).

Теплоноситель, при использовании которого образуются большие отложения, предпочтительно размещать в трубах. Это обеспечивает лучшие условия для очистки. Но, если допустима химическая очистка, нет никаких преимуществ по сравнению с размещением в кожухе. При механической очистке прямые, горизонтально расположенные трубы более выгодны. При гидравлической очистке должны применяться пучки труб с большим шагом, поскольку это приводит к увеличению диаметра кожуха. Если предполагается появление в межтрубном пространстве грязи, следует с большой осторожностью использовать оребренные трубы.

Вязкость теплоносителя. Согласно общему правилу теплоноситель с большой вязкостью должен быть помещен со стороны кожуха, поскольку турбулизация поперечного потока пучком труб будет содействовать повышению теплоотдачи. Однако если режим течения в межтрубном пространстве все же останется ламинарным, следует проанализировать вариант течения теплоносителя с большой вязкостью в трубах.

Перепады давлений. При условии, что диаметр и длина труб неизменны, скорость в трубах может быть изменена только варьированием числа ходов теплоносителя. Увеличение числа ходов в N раз (при одинаковом числе труб) увеличивает перепад давления приблизительно в N^3 раз. Это слишком много и говорит о том, что эффективное использование Δp в трубах может оказаться затруднительным и потребовать увеличения длины и диаметра труб. Для теплоносителя со стороны кожуха в межтрубном пространстве в распоряжении конструктора имеется большее число параметров для варьирования, чем в трубах, а именно тип кожуха, тип перегородок и шаг их размещения, шаг пучка и его тип. Возможные комбинации этих факторов достаточно многочисленны и требуют тщательного анализа промежуточных результатов.

Решение о размещении теплоносителя в трубах или межтрубном пространстве часто может быть принято из соображений о наиболее эффективном использовании для передачи теплоты допустимых потерь давления. В общем случае поток в трубах более эффективен, так как в пристенной области возникают большие градиенты температур, которые являются движущей силой для передачи теплоты. Поток со стороны кожуха, как правило, менее эффективен, так как наибольший вклад в потери давления обусловлен образованием вихрей между трубами, где отсутствует температурный напор. Однако на размещение теплоносителей могут повлиять некоторые ограничения; так, перепад давления в теплоносителе, который вносит основной вклад в термическое сопротивление, такой теплоноситель следует поместить в трубы. Исключение может быть сделано, когда такое размещение привело бы в ламинарный режим течения в трубах, тогда как под кожухом режим течения был бы турбулентным. Следует также рассмотреть возможность применения труб с внутренними ребрами.

При высоких допустимых перепадах давления теплоноситель также предпочтительно размещать в трубах. Однако в этом случае определяющими факторами могут оказаться такие геометрические параметры, как максимальное число ходов труб и минимальный шаг размещения перегородок. Если ограничивающим фактором является

максимальная теплопередача к теплоносителю с основным вкладом в термическое сопротивление и при этом влияние потерь давления на теплоотдачу незначительно, то такой теплоноситель обычно размещают в межтрубном пространстве, несмотря на возможность возникновения вибрации труб и конструктивные ограничения.

Если ограничивающим фактором являются максимальные потери давления в теплоносителе с минимальным вкладом в термическое сопротивление, то он может быть размещен как в межтрубном пространстве, так и в трубах; такие случаи следует анализировать особенно тщательно.

С. Предварительная оценка размеров. Предварительная оценка размеров теплообменника осуществляется следующим образом.

1. Оцениваются коэффициенты теплоотдачи α_s и α_t по таблицам типа приведенной в разд. 3.1. Используются самые низкие значения интервала, если допустимые Δp невелики, и наоборот.

2. Определяются максимально допустимые потери давлений $\Delta p_{s, max}$ и $\Delta p_{t, max}$. Конструкция большинства теплообменников определяется максимально допустимым перепадом давления, так как для всех теплоносителей, при течениях которых не происходит фазовых изменений, α увеличивается с ростом Δp . Требуемые потери давления часто могут стать фактором, ограничивающим выбор конструктивных элементов в большей степени, чем теплопередача. Однако оценить возможные потери давления в теплообменнике не так просто, как коэффициенты теплоотдачи. В качестве первого шага единственная возможность для проектировщика заключается в проверке: попадают ли заданные потери давления в интервал параметров, для которых была проведена оценка α_s и α_t ?

Приемлемые потери давления как в межтрубном пространстве, так и со стороны труб определяются из экономических соображений и с привлечением опыта проектирования. Отклонения всегда возможны, но следует иметь в виду следующие общие правила. При давлении ниже атмосферного используются значения перепадов, равные 0,05–0,1 абсолютного давления теплоносителей. При давлении жидкостей выше атмосферного Δp_{max} пропорционально давлению теплоносителя, но должно быть принято во внимание соотношение между потерями давления и теплопередачей (при прочих равных условиях). Эти соображения проиллюстрированы на рис. 1, на котором приведены рекомендуемые значения Δp в зависимости от давления теплоносителя. Нижняя кривая должна быть рассмотрена в случаях, когда коэффициент теплоотдачи данного теплоносителя не вносит существенного вклада в термическое сопротивление, и поэтому увеличивать Δp неэффективно, так как растет стоимость эксплуатации. Однако в некоторых случаях для уменьшения отложений должна быть обеспечена минимально допустимая скорость потока (для уменьшения стоимости ремонта). Верхняя кривая должна быть использована в случаях, когда коэффициент теплоотдачи теплоносителя вносит существенный вклад в термическое сопротивление и увеличение потерь давления приводит к уменьшению начальной стоимости.

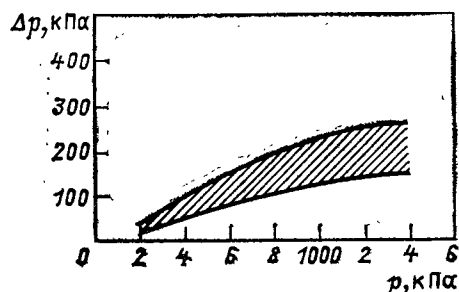


Рис. 1. Интервал наиболее распространенных перепадов давления для жидкостей в зависимости от абсолютного давления

Например, при использовании воды для охлаждения (обычно примерно при 350 кПа) потери давления составляют 50—125 кПа. Так как обычно термическое сопротивление при теплоотдаче в воду велико, согласно рис. 1 соответствующие потери составляют 50—100 кПа, что хорошо совпадает с опытом промышленной эксплуатации. В любом случае надежность выбранного перепада давлений должна быть проверена в процессе расчета теплообменника.

Для газов могут использоваться другие критерии, так как эффективность вспомогательного оборудования (компрессоров) может оказаться существенным экономическим фактором. Если заданное значение Δp_{max} значительно отличается от рассматриваемых значений, оценки коэффициентов теплоотдачи могут оказаться весьма сомнительными и особое внимание должно быть уделено как α , так и Δp .

3. Определяется коэффициент теплопередачи U , при этом используются приближенные значения α_s , α_t , исходные значения термических сопротивлений отложений. Значениями R_w и A_o/A_i , за исключением оребренных труб, пренебрегают.

4. Определяется требуемая тепловая мощность $\dot{Q}_{req}$ по тепловому балансу для двух потоков, которая затем принимается равной на этой стадии расчетов $\dot{Q}_{act}$, т. е. действительной тепловой мощности.

5. Определяется площадь теплообменной поверхности A_o по соотношению

$$A_o = \dot{Q}_{req} / (U_o \Delta T_m). \quad (1)$$

В то же время A_o можно выразить через длину труб и диаметр кожуха. Из (30), § 3.3.5,

$$A_o = \pi D_i L_{ta} N_{tt}. \quad (2)$$

Для приближенных оценок достаточно принять $N_{tt} = (N_{tt})_1$. Тогда количество труб определяется как

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 = \frac{0,78}{c_1 (L_{tp})^2} (D_{ctt})^2. \quad (3)$$

После подстановки (3) в (2) получаем

$$A_o = [0,78\pi] \frac{D_t}{c_1 (L_{tp})^2} [L_{ta} (D_{ctt})^2]. \quad (4)$$

Выражение в первых квадратных скобках является постоянной величиной, второй множитель содержит размер труб и пучка, и, наконец, третий включает значения длины труб и диаметра кожуха, которые и являются предметом расчета.

Введем параметр плотности компоновки труб:

$$A^* = 0,78\pi \left(\frac{1}{c_1} \right) \frac{D_t}{(L_{tp})^2}. \quad (5)$$

Значения A^* для $D_t = 6 \div 50$ мм и $L_{tp} = 1,2 \div 1,5$ лежат в пределах 0,02—0,25. Параметр A^* характеризует размер теплообменной поверхности, которая может быть размещена в сечении кожуха и поэтому называется плотностью компоновки.

Таким образом, (4) можно преобразовать к виду

$$A_o = A^* [L_{ta} (D_{ctt})^2]. \quad (6)$$

Для выражения наружного диаметра пучка труб D_{ctt} через внутренний диаметр кожуха D_s используется п. 21 перечня исходных данных (см. § 3.3.5) и рис. 14, § 3.3.5, где приведены значения $(D_s - D_{ctt})$ для различных типов пучков труб.

В некоторых справочных таблицах приведены значения поверхности труб на единицу длины, из которых можно непосредственно получить соотношения, требуемые для (4). Если таких таблиц нет, то необходимо предварительно задаться длиной труб и вычислить соответствующие диа-

Таблица 1. Значения A^* для выбора типа пучка

D_t , мм	L_{tp} , мм	L_{tp}/D_t	A^*	
				
6	9	1,5	0,211	0,183
10	13,5	1,35	0,156	0,135
12	15,5	1,29	0,142	0,123
14	18	1,29	0,123	0,1066
	19	1,36	0,1105	0,0957
16	20	1,25	0,117	0,0987
	21	1,31	0,1034	0,0895
18	23	1,28	0,0969	0,0840
	24	1,33	0,0890	0,0771
20	25	1,25	0,0912	0,0790
	26	1,3	0,0843	0,0730
22	27	1,23	0,0860	0,0795
	29	1,32	0,0745	0,0675
25	30	1,2	0,0791	0,0685
	32	1,28	0,0696	0,0602
30	36	1,2	0,0660	0,0571
	38	1,27	0,0592	0,0513
38	45	1,18	0,0535	0,0463
	47	1,24	0,490	0,0424
44—45	53	1,19	0,0451	0,0391
	55	1,24	0,0419	0,0363

метры D_{ctt} и D_s . Эта процедура, приводящая к большим ошибкам, может быть упрощена, если учесть следующие соображения:

обычно в теплообменниках отношение D_{ctt}/L_{ta} должно быть в пределах от 1/3 до 1/15, а наиболее часто даже в пределах от 1/3 до 1/10;

большая длина L_{ta} более предпочтительна, так как с увеличением длины уменьшается стоимость, однако от этого возможны отклонения, связанные с анализом потерь давления;

в некоторых случаях может возникнуть необходимость в более точном определении отношения L_{ta}/D_{ctt} , когда потребуются расчеты потерь давления как в межтрубном пространстве, так и в трубах. Преимущества программ для ЭВМ для этих целей очевидны;

в некоторых ситуациях, когда L_{ta} задано или, по крайней мере, ограничено и (или) ограничены общие размеры теплообменника, возникает необходимость в использовании более чем одного теплообменника. Они могут быть установлены параллельно или последовательно (или в последовательно-параллельной комбинации потоков со стороны кожуха и в трубах). Если перепада давлений вполне достаточно, то последовательное соединение теплообменников в общем более желательно, но индивидуальные исключения, которые не поддаются общему рассмотрению, будут встречаться на практике.

На рис. 2 приведена номограмма для оценок по (6). Для пользования номограммой определяется параметр A^* по (5) (табл. 1) и затем по требуемой площади теплообменной поверхности A_o , m^2 , определяется значение D_{ctt} , мм, для произвольной эффективной длины труб L_{ta} . Номограмму можно, конечно, использовать и другим способом, т. е. по известным D_{ctt} , A^* и L_{ta} можно определять площадь теплообменной поверхности.

6. Рассчитываются перегородки и число ходов труб. По окончании расчета по п. 5 все внутренние размеры теплообменника полностью определены. Для поверочного расчета необходимо сделать дополнительные оценки следующих параметров:

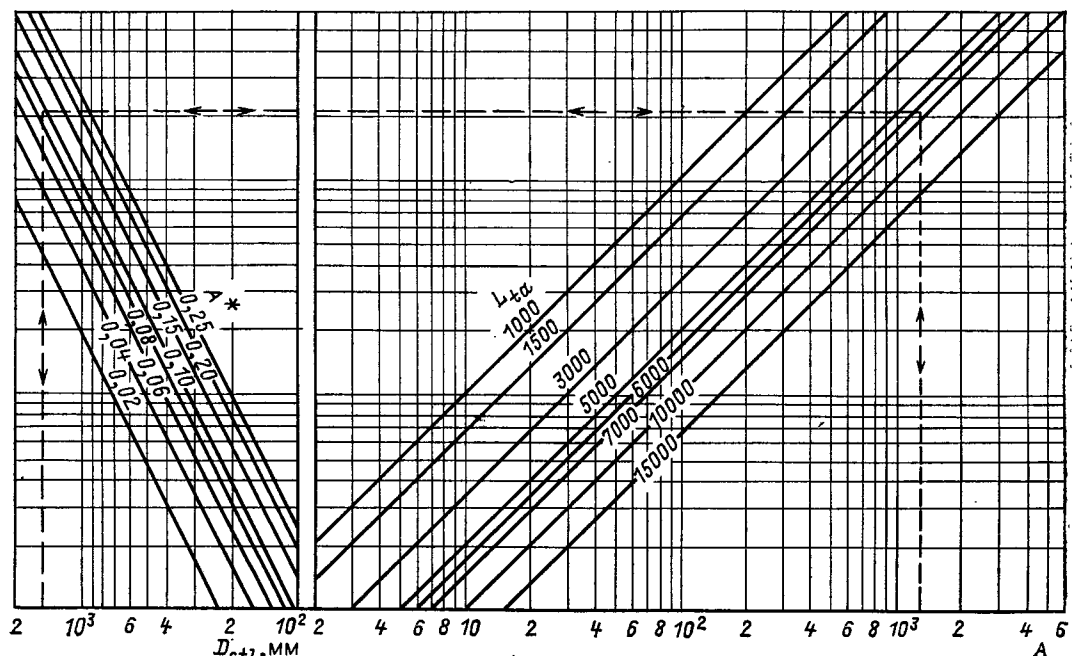


Рис. 2. Теплообменная поверхность A в зависимости от D_{cti} , параметра A^* и длины труб

шага размещения перегородок и высоты свободного сегмента. Для большинства случаев соотношение между этими параметрами, которое показано на рис. 4 § 3.3.5, должно обеспечивать наилучшее преобразование перепада давления в теплоотдачу. Если при этом не удастся достигнуть желаемых результатов, например, из-за низких допустимых потерь давления, то рекомендуется вообще перейти к другим типам кожуха (класс J, ТЕМА) или увеличить шаг пучка. Не следует существенно отклоняться от значений, приведенных на рис. 4 § 3.3.5, если эти отклонения не оправданы тщательным анализом;

числа ходов труб N_{tp} . Это значение зависит только от предельно допустимого перепада давлений $\Delta p_{t, max}$, который должен быть использован настолько эффективно, насколько это возможно в каждом случае, когда теплопередача зависит от потерь давления. Однако, как отмечалось ранее, Δp_t увеличивается пропорционально $(N_{tp})^3$, и поэтому этот параметр очень неудачен. Он также тесно связан с выбором $D_{cti}/L_{тб}$. Если коэффициент теплоотдачи со стороны труб вносит существенный вклад в термическое сопротивление, то необходимы уверенность в обеспечении определенной минимальной скорости в трубах, что особенно важно при наличии отложений.

Д. Предварительные расчеты характеристик. По завершении перечисленных выше оценок параметры теплообменника полностью определены, и можно выполнить проверочный расчет. В результате этого расчета будут получены теплогидравлические характеристики, которые необходимо сравнить с желаемыми или предварительно заданными.

В очень редких случаях параметры, полученные по предварительным оценкам, удовлетворяют всем требованиям, и можно перейти к следующему этапу проектирования. Более часто противоречивые требования или множество оптимальных решений будут свидетельствовать о необходимости выполнения последовательных расчетов для оценки сложного взаимного влияния многих элементов конструкции.

Предварительные расчеты характеристик можно рассматривать как «идентификацию ограничивающих пара-

метров», имея в виду при этом, что один из расчетных параметров будет обычно выделен как доминирующий. Процедуру проектирования теплообменников можно отнести к одной из четырех основных категорий [1]: с ограничениями на коэффициенты теплоотдачи, перепады давления, температурный напор и термическое сопротивление отложений.

Ограничение на коэффициент теплоотдачи. Если размер аппарата определен только требованиями к теплопередаче, такую конструкцию рассматривают как конструкцию с ограниченным коэффициентом теплоотдачи. Обычно это очень желательно, но необходимо произвести проверку эффективности использования допустимого перепада давления. Если значение неиспользованного перепада давления велико, возможны дальнейшие улучшения.

Ограничения на потери давления. Размеры теплообменника изменяются только в соответствии с допустимыми потерями давления, а требования по теплопередаче не принимаются во внимание. Такой подход к проектированию в высшей степени нежелателен, так как в результате получается завышенная поверхность теплообмена. Подходящим подбором элементов конструкции это ограничение почти всегда может быть удовлетворено. Наиболее общими и эффективными способами можно считать использование многосегментных или двухсегментных перегородок, изменение типа кожуха классов J—X по стандартам ТЕМА, уменьшение длины труб, увеличение шага пучка, изменение типа пучка труб, а также различное сочетание этих способов. Влияния различных элементов конструкции, соединение кожухов последовательно или параллельно могут полностью исказить характеристики, рассчитанные при ограничениях на потери давления. В особенности это имеет место, если контролируются только окончательные результаты расчета теплообменника с помощью ЭВМ. Тщательный анализ промежуточных результатов всегда позволяет обнаружить, что расчеты параметров теплообменника выполнены при ограничении на потери давления.

Ограничения разности температур возникают в связи с возможными отклонениями среднеарифметической разности температур от идеального значения, которые обусловлены различной организацией потока. Некоторые наиболее

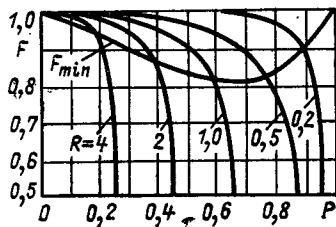


Рис. 3. Ограничения на фактор F , учитывающий влияние многоходовой схемы движения теплоносителя на среднюю разность температур

очевидные соображения приведены ниже. Необходимо проверить, не попадает ли в асимптотическую область коэффициент F , учитывающий многоходовую организацию потока в межтрубном пространстве. Как показано на рис. 3, часто используемое значение $F > 0,8$ может дать ошибочные результаты. Более подробно с этим можно ознакомиться в разд. 1.5, т. 1.

Для того чтобы избежать пересечения профилей температур при последовательном подключении теплообменников, всегда следует применять противоток.

Кожухи класса E по стандартам ТЕМА с одним ходом труб, вообще говоря, предназначены для противотока. Однако при малом числе перегородок (< 5) теплообменник в действительности работает как ряд последовательно соединенных аппаратов, поскольку поперечные потоки между перегородками перемешиваются в незначительной степени. Это может привести к существенному уменьшению эффективного температурного напора по сравнению с чистым противотоком.

Процессы теплопроводности и возможное огибание теплоносителем кромок продольных перегородок в кожухах классов F и G (ТЕМА) также могут привести к уменьшению эффективной разности температур.

Наиболее серьезная проблема при определении эффективной разности температур возникает в связи с наличием байпасных потоков в кожухе, которые являются причиной ухудшения эффективности поверхности теплообмена. Это иллюстрирует рис. 4. Поток 1 полностью участвует в теплопередаче, поскольку является поперечным потоком в кожухотрубном теплообменнике. Поток 2 как поток, протекающий в обход пучка труб, лишь частично участвует в теплопередаче, а поток 3 не участвует совсем. Средневзвешенная температура на выходе из кожуха характеризует кажущуюся разность температур, намного меньшую, чем в действительности. Если разность температур невелика, то любое отклонение от идеального случая, такое, как наличие байпасных потоков, может привести к настолько серьезному искажению профиля температуры, что теплообменник станет абсолютно непригодным к эксплуатации.

Если у теплообменника в процессе эксплуатации оказались неожиданно низкие коэффициенты теплоотдачи, это означает, что он работает при значительно меньшей эффективной разности температур, чем на входе и выходе (рис. 5). Такие случаи должны анализироваться особенно

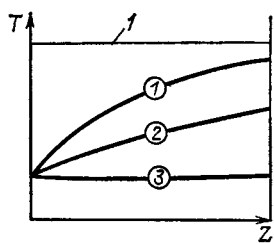


Рис. 4. Влияние байпасных потоков на среднюю разность температур:
1 — горячий поток с постоянной температурой

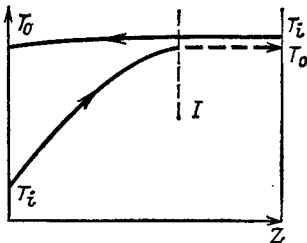


Рис. 5. Профиль температур в переразмеренном теплообменнике

тщательно, и о них может свидетельствовать сближение конечных температур.

Ограничение на термические сопротивления отложений. В некоторых проектах при высоких значениях коэффициентов теплоотдачи часто предполагаются относительно высокие значения термических сопротивлений отложений, и в процессе проектирования в этом случае следует исходить из ограничений на термические сопротивления отложений.

В такой ситуации конструктор должен учитывать следующее:

необходимо выбирать такие конструктивные особенности, которые могут препятствовать появлению отложений: высокие скорости потока, специальная конструкция перегородок, обеспечивающая отсутствие застойных зон, снижение температуры труб, если существует полимеризация отложений;

необходимо разрабатывать конструкцию, доступную для очистки. Горизонтально расположенные прямые трубы наиболее легко поддаются очистке. Если химическая очистка неприемлема, необходимо использовать коридорные или шахматные пучки труб с зазором около 6—7 мм для обеспечения механической очистки;

ничего необычного нет в том, что для увеличения надежности в расчетах используются чрезмерно завышенные значения сопротивлений отложений. Это, однако, нельзя признать достаточно удачным, поскольку надежность аппарата в основном определяется запасами по коэффициентам теплоотдачи. Если при проектировании принимаются большие термические сопротивления отложений, они, как правило, будут связаны с определенной толщиной слоя отложений, а это означает, что уменьшается проходное сечение потока и увеличиваются потери давления. Такие случаи должны быть исследованы при условиях чистой и загрязненной поверхности.

Е. Анализ результатов. Конструктор должен убедиться в том, что результаты расчета приемлемы и не уступают имеющимся аналогам, а характеристики теплообменника удовлетворяют рассмотренным выше требованиям. При такой проверке обычно обнаруживается какое-либо отклонение в характеристиках, обусловленное неопределенностью в исходных данных или другими причинами. Тем не менее конструктор должен выявить, нет ли такого варианта конструкции, которая дала бы лучшие результаты. Такой заключительный анализ рекомендуется проводить следующим образом.

1. Проверка компоновки теплообменника. Очень полезно начертить схему теплообменника с указанием главных размеров, включая размеры перегородок. Это позволит проверить, насколько рационально размещены основные элементы или обнаружить пути улучшения конструкции.

2. Оценка термических сопротивлений. Проверяются термические сопротивления со стороны межтрубного пространства, труб и сопротивления отложений. Они выражаются в процентном отношении к общему сопротивлению и позволяют судить о наиболее существенном вкладе отдельных составляющих. Если одно из сопротивлений оказывается чрезмерно большим, имеет смысл более тщательно проанализировать конструкцию и изучить возможные альтернативные решения. На этом этапе также должна быть рассмотрена возможность иного размещения потоков теплоносителя.

3. Проверка распределения потерь давления и их использование. а) Проверяется, насколько эффективно используются потери давления. Если существенная часть перепада не используется, то это может быть следствием неудачной конструкции¹. Изменяются типы кожуха,

¹ Это рассуждение справедливо только с «узкой» точки зрения разработчика теплообменного аппарата. На практике данная ситуация может быть весьма выгодной для установок (например, энергетической) в целом, для которой предназначен теплообменник. (Примеч. ред.).

перегородок, длина труб и другие параметры, а также рассматриваются другие их состояния. В то же время, если потери давления используются полностью, но при существенном завышении поверхности теплообмена, такой случай рассматривается как ситуация с «ограниченными потерями давления» и используются рекомендации, приведенные выше в этом разделе.

б) Проверяется распределение перепадов давления. Основным интерес при этом направлен на выявление доли потерь давления, которая приходится на участки с невысокой теплопередачей или с ее отсутствием (таких, как входные патрубки). В общем, эти потери должны составлять не более 10% общего перепада давлений.

в) Проверяются значения поправочных коэффициентов R_t , R_b и J_t , J_b , учитывающих протечки и байпасные потоки. Их значения должны быть в приемлемых пределах, т. е. $J_t J_b \geq 0,5$. Если они ниже вследствие больших протечек через зазоры между перегородками и кожухом и больших байпасных потоков, такой вариант конструкции можно считать неудачным. Иногда использование излишне высоких Δp_s приводит к очень тесному размещению перегородок и поэтому к большим потерям давления в поперечном потоке, которые являются причиной значительных протечек и байпасных потоков. В таких случаях снижение потерь давления может привести к увеличению интенсивности теплопередачи.

г) Оцениваются байпасные потоки. Большие байпасные потоки и протечки, которые учитываются факторами R_t и R_b , могут также стать причиной искажения профиля температур.

д) Сравниваются потери давления в поперечном потоке (между перегородками) Δp_c с потерями в окнах перегородок Δp_w . Для хорошей перегородки значение Δp_w должно не более чем в 2 раза превышать значения Δp_c .

4. Оценка вибрации труб. Если в потоке со стороны кожуха потери давления несколько больше и, следовательно, больше скорости потока, то возникает потенциальная опасность вибрации. Это особенно справедливо, если длина наибольшего безопорного пролета труб приближается к 0,7 рекомендуемого максимума $L_{b, max}$ (см. § 3.3.5). В таких случаях вибрация труб должна быть тщательно проанализирована.

3.3.10. Расчет разных конструкций кожуха и пучков труб

Метод Делаверского университета, на основе которого разработан предлагаемый здесь метод, первоначально создавался как более или менее строго ограниченный рамками конструкций кожухов класса Е, полностью заполненных прямыми трубами. Однако по многим соображениям целесообразно этот метод применять и для других конструкций.

А. Кожух класса J (ТЕМА) с разделением потока. Схема этого кожуха с одним входным патрубком и двумя выходными приведена на рис. 1. Возможно также и противоположное сочетание входных и выходных патрубков. Так как в этой схеме половина потока проходит через половину теплообменника, это приводит приблизительно к уменьшению потерь давления в 8 раз при турбулентном

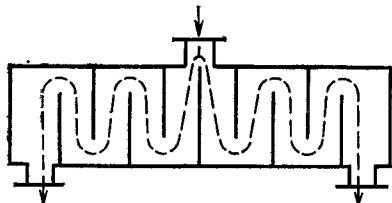


Рис. 1. Схема движения теплоносителя в кожухе с разделением потока (класс J стандарта ТЕМА)

течении по сравнению с кожухом класса Е (стандартом ТЕМА). Дополнение к методу применительно к кожуху класса J заключается в следующем.

1. Рассматривается половина длины теплообменника как теплообменник с кожухом класса Е. Используется половина расхода $\dot{M}_s$.

2. При расчетах потеря давления разделяющая потоки перегородка рассматривается как трубная доска, т. е. первой перегородкой считается перегородка у центрального патрубка, которая включается в расчет Δp_c . Дальнейшие расчеты проводятся так же, как и для кожуха класса Е.

3. Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по той же методике, что и Δp , и по всей длине труб.

4. Корректирующий множитель для ΔT_m рассчитывается по рекомендациям разд. 1.5, т. 1.

5. Может быть использовано только четное число перегородок.

В. Применение метода для труб с низкими наружными ребрами. Для применения основного метода расчета кожухотрубных теплообменников при течении теплоносителя без фазовых изменений и при использовании труб с низкими ребрами необходимо внести некоторые изменения.

1. В перечне исходных данных для расчета п. 2 D_t (см. табл. 1, § 3.3.5) остается неизменным и равен диаметру необребренных участков труб. В этот перечень включаются дополнительные геометрические параметры оребренных труб (рис. 2): наружный диаметр ребер D_{fo} (п. 2а), наружный диаметр трубы D_{fr} (п. 2б), число ребер на единицу длины N_f (п. 2с), средняя толщина ребра (предполагая прямоугольный профиль) L_{fs} (п. 2д), поверхность оребренных труб на единицу длины A_{of} (п. 2е), ширина зазора между трубами и отверстиями в перегородках L_{tb} (п. 19) (при определении L_{tb} используется D_{fo} вместо D_t).

Затем необходимо определить эквивалентный диаметр оребренных труб, который условно показан на рис. 2 пунктирными линиями. Этот диаметр используется для расчета эквивалентного проходного сечения для поперечного потока так же, как и для плоских труб:

$$D_{rlq} = D_{fr} + 2L_{fh}N_fL_{fs}, \quad (1)$$

где L_{fh} — высота ребра, равная $(D_{fo} - D_{fr})/2$.

2. При вычислениях основных параметров S_m , Re_s вместо D_t используется эквивалентный диаметр D_{rlq} . Для расчета поверхности теплообмена применяется A_{of} ; тогда общая поверхность оребренных труб

$$A_o = A_{of}L_{ta}N_{tt}. \quad (2)$$

3. В расчете проходных сечений в окнах перегородок S_{wt} используется величина D_{fo} вместо D_t .

4. Площади зазоров между оребренными трубами и отверстиями перегородок S_{tb} рассчитываются по D_{fo} , а не по D_t .

5. Для определения фактора теплоотдачи могут быть использованы кривые, полученные для гладких труб при условии использования в качестве характерного размера D_{rlq} , но при $Re_s \geq 1000$. При меньших числах Рейнольдса ламинарный пограничный слой перекрывает ребра и их эффективность снижается [1]. Это учитывается поправочным коэффициентом.

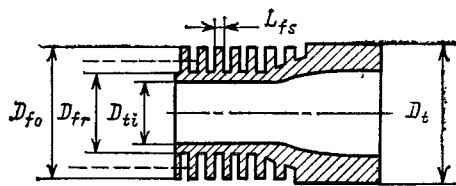


Рис. 2. Геометрические размеры труб с наружными низкими ребрами

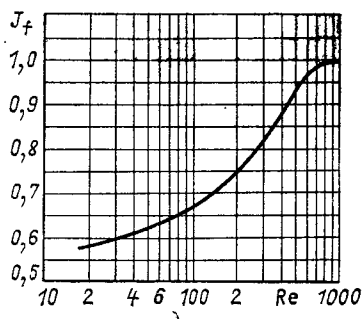


Рис. 3. Корректирующий фактор J_f для теплоотдачи при использовании труб с низкими ребрами

Таким образом, можно записать

$$\dot{q} = J_f \dot{q}_{ip}, \quad (3)$$

где $\dot{q}_{ip}$ — фактор теплоотдачи для гладких труб.

Значения коэффициента J_f приведены на рис. 3 в соответствии с [1]. В действительности J_f зависит от высоты ребер и расстояний между ними, но такие данные не опубликованы.

Раздел 3.4 КОНДЕНСАТОРЫ

Миллер

В этом разделе рассматриваются в основном конденсаторы, относящиеся к классу кожухотрубных теплообменников. Однако рекомендуемые методы можно применять и для пластинчатых конденсаторов, используя понятия гидравлического эквивалентного диаметра.

3.4.1. Выбор типа конденсатора

Проектирование конденсатора начинается с определения условий протекания процесса конденсации с учетом возможных физических, тепловых и экономических ограничений для выбора типа конденсатора, который становится объектом расчета для определения размеров или производительности. Далее оценивается несколько вариантов конструкции с целью выбора наиболее экономичного. Выбранный конденсатор должен удовлетворять определенным требованиям: он должен работать во всем диапазоне переменных режимов, включая номинальный; должна обеспечиваться легкость его изготовления; он должен удовлетворять требованиям по размеру, массе и соответствовать условиям технического обслуживания.

Выбор приемлемого типа конденсатора включает анализ некоторого числа противоречивых требований. Основные факторы, определяющие тип конденсатора, зависят от того, является ли конденсация полной или частичной, происходит ли конденсация однокомпонентных веществ или многокомпонентных, имеются ли неконденсируемые компоненты. Охлаждающий теплоноситель, если он испаряется, может стать причиной дополнительных ограничений. На выбор типа конденсатора также влияют дополнительные требования по переохлаждению конденсата.

Можно выделить три основных вида конденсаторов: с конденсацией в трубах, с конденсацией в межтрубном пространстве и конденсаторы смешения. Выбор того или иного вида определяется следующими соображениями:

при высоком давлении конденсируемый теплоноситель

При расчетах коэффициентов теплоотдачи в идеальных пучках труб должен быть учтен коэффициент эффективности ребер. В эксплуатации лучше оребренные трубы с коэффициентом эффективности от 0,9 и выше.

6. Оребренные трубы обладают большей поверхностью, чем гладкие трубы. Поэтому можно ожидать, что коэффициент гидравлического сопротивления для них будет выше. По этому вопросу мало данных, но в [1] для труб с низкими ребрами приведено следующее соотношение:

$$f_{i,fin} = 1,4f_i. \quad (4)$$

Это противоречит данным, приведенным в [2], где значения f оребренных труб меньше, чем гладких. В этой работе коэффициенты гидравлических сопротивлений теплообменников с перегородками определялись с учетом потерь давления в окнах перегородок, а такие значения f неприменимы в методе, основанном на обобщении соотношений для идеальных пучков труб.

Методы, рекомендуемые в этом разделе, были проверены по опытным данным, полученным на промышленном теплообменнике. Результаты расчета и испытаний совпадают с точностью до ± 15 и $\pm 28\%$ по теплоотдаче α_s и потерям давления Δp соответственно.

лучше всего разместить в трубах, так как толщина стенок труб существенно зависит от давления;

потери давления могут быть критическими при низких давлениях, что приводит к большому количеству труб и (или) большой их длине. Таким образом, в критических случаях конденсация в межтрубном пространстве может оказаться предпочтительной. В этом случае могут быть рекомендованы также конденсаторы смешения;

при конденсации паров, вызывающих коррозию, требуется применение специальных или дорогих сплавов. Поэтому размещение конденсируемого теплоносителя в трубах позволит избежать изготовления дорогостоящих кожухов и очищать поверхности непосредственно конденсаторов. Целесообразно применять для этих целей также конденсаторы смешения;

отработанный в технологических процессах пар (основная причина образования отложений) лучше всего размещать в трубах с целью облегчения очистки или применять конденсаторы смешения;

при высоких температурах возникают две основные проблемы: разработка конструкции и надежность кожуха, если конденсация происходит в межтрубном пространстве, и аналогичная проблема для трубной доски и крепления труб, если конденсация протекает в трубах. Следует рассмотреть в этом случае также и конденсаторы смешения;

если конденсат может замерзать, то процесс конденсации лучше осуществлять в межтрубном пространстве, так как кожух реже забивается, в особенности если увеличено расстояние между трубами;

при конденсации многокомпонентных смесей, имеющих значительную разницу в температурах насыщения компонентов, и при наличии растворимых газов возникает необходимость в контроле состава конденсата и парового потока, для того чтобы обеспечить возможность конденсации низкокипящих компонентов или предотвратить конденсацию их (поглощение) в процессах очистки. Наилучшим образом контроль осуществляется при конденсации в трубах, поскольку при конденсации в межтрубном про-

странстве конденсат срывается с охлаждающих поверхностей и смешивается с паром;

сдувка неконденсируемых компонентов более эффективно осуществляется при конденсации в трубах.

3.4.2. Типы конденсаторов

А. Конденсации в вертикальных трубах при давлении пара сверху вниз. Вертикальный разрез такого конденсатора показан на рис. 1. Он представляет собой кожухотрубный аппарат с уплотненной наружной сливной камерой и сепаратором. Если нет необходимости в очистке или допуске химической очистки, то может быть использована фиксированная трубная доска. В пространство между верхней трубной доской и верхним патрубком кожуха может засасываться воздух. Поэтому в верхней трубной доске просверливаются специальные вентиляционные отверстия для удаления воздуха. Таким образом, гарантируется охлаждение трубной доски и отсутствие застойных зон. Это способствует уменьшению коррозии и отложений, которые в противном случае возникали бы в местах контакта воды и воздуха. Расположенная внизу сепарационная камера имеет воронку или перегородку, которая устанавливается для уменьшения захвата конденсата удаляемой паровой фазой. Уровень конденсата поддерживается ниже кромки перегородки.

Пар поступает в верхний коллектор через радиальные патрубки, хотя могут также применяться и аксиальные. В последнем случае скоростной напор во входном патрубке

должен быть сопоставим с потерями давления в трубах. Тогда можно не опасаться существенно неравномерного распределения потока. При необходимости могут быть установлены противоударные перфорированные пластины с площадью отверстий около 5—10% общей и на расстоянии, равном 0,5—1 диаметра входного патрубка.

Пар конденсируется на стенке трубы в виде пленки и стекает вниз. Диаметр труб обычно составляет 19 или 25 мм, хотя при низких давлениях для уменьшения потерь давления используются трубы большего диаметра (до 50 мм). Иногда используются трубы меньшего диаметра (16 мм). В конце зоны конденсации образуется смесь пара и неконденсируемых компонентов, и ниже этой зоны конденсат переохлаждается. При изменении нагрузки конденсатора соотношение между концентрацией пара и неконденсируемых компонентов (и, следовательно, между зонами конденсации и переохлаждения) будет изменяться. Регулирование давления осуществляется изменением содержания неконденсируемых газов. Если неконденсируемых газов в поступающем паре недостаточно, чтобы снизить нагрузку, то добавляется инертный газ или воздух при поддержании в конденсаторе вакуума.

Возможен способ регулирования без использования инертных газов с помощью увеличения уровня конденсата в сборном коллекторе до нижних концов труб. Однако это не рекомендуется, так как становится хуже переохлаждение, отсутствуют сдувки и неконденсируемые компоненты могут накапливаться и ухудшать процессы конденсации и (или) переохлаждения, затрудняется регулирование давления; возможно появление паровой пробки.

Под кожухом имеются поперечные перегородки, и охлаждающий теплоноситель протекает в противоположном потоку пара направлении. Если должна контролироваться температура конденсата, то противоток позволит обеспечить лучший контроль за переохлаждением, но, возможно, при большем расходе охлаждающего теплоносителя.

Подобные конденсаторы имеют много преимуществ, так как конденсат постоянно контактирует с холодными стенками и с паром. Это обеспечивает конденсацию смесей с широким диапазоном температур кипения компонентов. Конденсат омывает все поверхности, что в определенных ситуациях снижает коррозию. Под верхней крышкой легко можно установить распылитель для впрыскивания жидкостей, поглощающих низкипящие компоненты, или для дополнительной очистки труб при конденсации пара с пылевыми частицами. Достигаются достаточно высокие коэффициенты переохлаждения, причем их можно рассчитывать.

Недостатки конструкции заключаются в том, что охлаждающий теплоноситель, который может образовывать значительные отложения, помещен в межтрубном пространстве и может возникнуть необходимость в применении уплотненных камер и в непрерывном вентилировании трубной доски. При низком абсолютном давлении (ниже 25 мм) потери давления становятся высокими, и для того, чтобы обеспечить приемлемую длину зоны конденсации, необходимо использовать трубы большого диаметра (38—50 мм). При конденсации смесей с неконденсируемыми компонентами уменьшение скорости вследствие конденсации снижает интенсивность теплообмена, и, таким образом, требуются большие площади теплообменных поверхностей.

В. Конденсация в трубах при движении пара снизу вверх. Конденсатор с подачей пара в трубу снизу вверх и стекающим под действием гравитации конденсатом называется «обратным» конденсатором (рис. 2).

Главная особенность такого конденсатора заключается в том, что нижние концы труб расположены под трубной доской и торцы труб срезаны под углом 60—75°. Такой срез обеспечивает наличие точек каплеобразования для стекающего конденсата. Должно быть предусмотрено охлаждение верхней трубной доски с помощью вентиля-

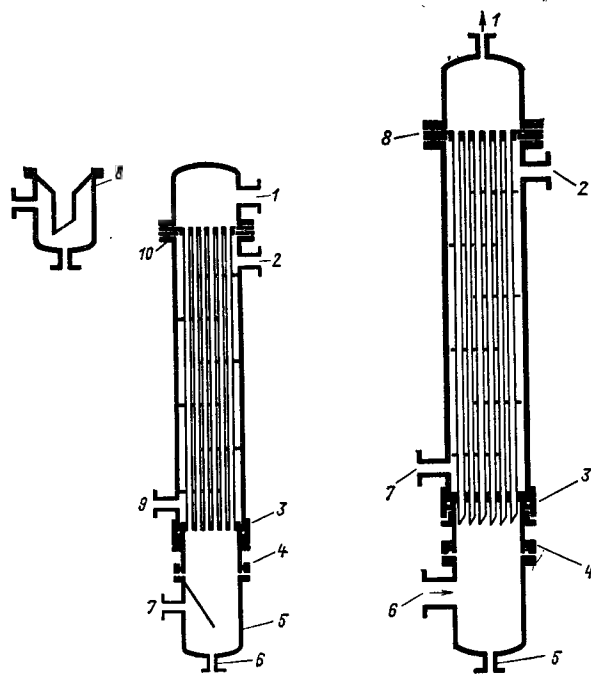


Рис. 1. Вертикальный конденсатор со стеканием конденсата вниз по трубам:

1 — патрубок для подачи пара; 2 — выходной патрубок для охлаждающей воды; 3 — сливная камера; 4 — фланец с разъемным кольцом; 5 — сепарационная камера с перегородкой; 6 — патрубок для слива конденсата; 7 — вентиль для выхода пара; 8 — воронкообразный сепаратор; 9 — входной патрубок для воды; 10 — вентиль для сдувок неконденсируемых газов

Рис. 2. Конденсатор с противотоком («обратный» конденсатор):

1 — вентиль для выхода пара; 2 — выходной патрубок для воды; 3 — сливная камера; 4 — фланец; 5 — патрубок для слива конденсата; 6 — входной патрубок для пара; 7 — входной патрубок для воды; 8 — вентиль для сдувок неконденсируемых газов

ционных отверстий. В зависимости от способности охладителя образовывать отложения могут использоваться плавающие или фиксированные трубные доски. Пар поступает в нижний коллектор через радиально расположенные патрубки, но довольно часто конденсатор устанавливается непосредственно сверху ректификационной колонны без патрубков. Обратные конденсаторы, как правило, имеют небольшую высоту (2—3 м) и трубы большого диаметра (25 мм).

Обратные конденсаторы в основном используются в случаях, когда нет необходимости в переохлаждении конденсата и в процессах ректификации для удаления малых количеств низкокипящих компонентов. Компоненты с высокой температурой кипения, поступающие в конденсатор, будут увеличивать температуру конденсата, и поэтому можно избежать применения охладителей с низкой температурой.

Эффективность очистки не столь высока, как в ректификационной колонне. Как отмечено в [1], невозможно удовлетворить требования к разделению фракций, теплопередаче и температуре охлаждающего теплоносителя одновременно, поскольку только два из трех параметров могут быть заданы произвольно. Кроме того, в [2] показано, что изменение производительности влияет на степень разделения компонентов.

Основной недостаток конструкции заключается в ограничении производительности вследствие залива трубок конденсатором, который возникает, когда движение пара

препятствует стеканию конденсата. При высоких скоростях весь конденсат может быть унесен в верхний коллектор, и только небольшая часть пара будет сконденсирована.

Из-за относительно небольших скоростей пара в обратных конденсаторах они неприемлемы для конденсации смесей с большим числом неконденсируемых компонентов.

По изучению скоростей, при которых возникает залив труб, было проведено большое число исследований с обработкой результатов в виде дифференциальных уравнений и графиков. Результаты одной из наиболее ранних работ [3] представлены на рис. 3, а, б. На этих рисунках приведены значения предельных скоростей для труб с прямыми и срезанными торцами.

В [4] получено выражение

$$\dot{m} = 80 \frac{D^{0,8} \rho_l^{0,46} \sigma^{0,08} \rho_g^{0,5}}{\eta^{0,14} (\cos \theta)^{0,32} (l/g)^{0,07}}, \quad (1)$$

где D — внутренний диаметр труб, мм; ρ_g — плотность, кг/м³; σ — поверхностное натяжение, мН/м; η — вязкость, Па·с; θ — угол среза концов труб, отсчитываемый от горизонтали; l/g — отношение массовых расходов конденсата и пара на входе в трубы. Это выражение дает результаты, близкие к полученным в [3] для труб со срезанным торцом. Это соотношение получено по данным для конденсации в трубах одного диаметра и с углом среза на нижнем конце 0, 30, 60 и 75°. Очевидно, влияние диаметра оценивалось по данным [3] для труб с срезом концов в 60°, где показано, что для труб без срезанных концов влияние диаметра более существенно.

С. Конденсация в горизонтальных трубах. Горизонтальные конденсаторы с конденсацией в трубах изготавливаются одноходовыми, многоходовыми и с U-образными трубами. Размещение труб в межтрубном пространстве определяется в основном условиями охлаждения. При использовании многоходовой компоновки прямых труб каждый последующий ход должен быть расположен ниже предыдущего, так как в противном случае стекающий между ходами конденсат станет причиной плохого распределения пара по трубам и необходимо будет учитывать влияние этого эффекта на процесс конденсации.

Пар поступает в трубы с высокой скоростью, и, если скорость пара достаточно высока, часть конденсата может быть унесена паровым потоком. По мере протекания процесса конденсации отношение количества конденсата к количеству пара увеличивается, и на нижней поверхности труб образуется тонкий слой конденсата. Волны, которые возникают вследствие трения на границе раздела фаз, могут стать достаточно высокими и достигнуть верхней части трубы, способствуя, таким образом, образованию пароконденсатного ядра потока. При некоторых условиях наличие двухфазного ядра потока может стать причиной временной остановки и изменения направления движения потока, что в конечном счете приводит к неустойчивости или осцилляции потока. Наконец, при приближении скорости пара к нулю конденсат будет стекать с труб под действием гидростатического напора. При больших количествах конденсата проходное сечение труб может оказаться полностью заполненным, но этого следует тщательно избегать, поскольку, как упоминалось выше, могут возникнуть осцилляции, которые, в свою очередь, могут стать причиной разрушения пучка труб. Таким образом, важным моментом как для теплопередачи, так и для потерь на трение является двухфазная структура ядра потока.

Горизонтальные конденсаторы с конденсацией в трубах наиболее часто имеют воздушное охлаждение. Для этих конденсаторов нужны невысокие помещения, и большие площади. Их целесообразно использовать при частичной конденсации с неконденсируемыми компонентами, поскольку при многоходовом исполнении длина одного хода может быть большой, скорость можно поддерживать

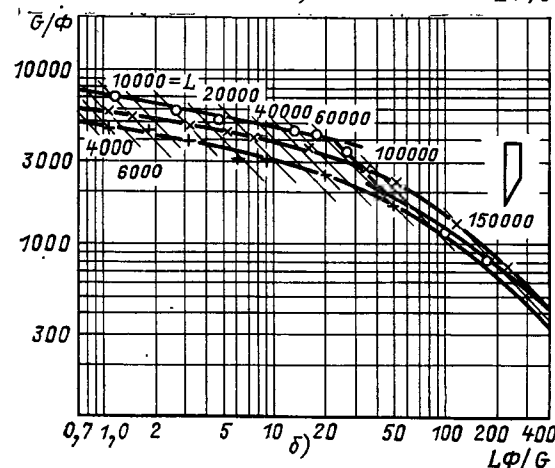
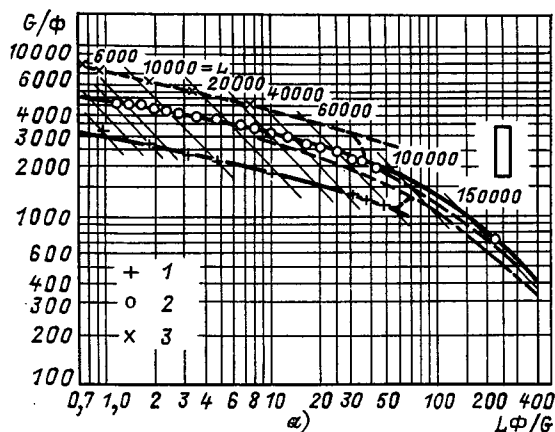


Рис. 3. Скорость затопления в вертикальных медных трубах: а — с квадратными торцами; б — с торцом, срезанным под углом 30° (см. [3]); 1, 2, 3 — диаметр труб 12,7; 25,4; 50,8 мм соответственно

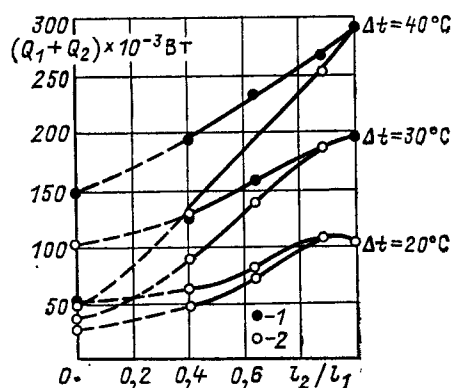


Рис. 4. Зависимость полной тепловой нагрузки от отношения длин труб при конденсации пара при давлении 8,8 МПа [5]:
● — раздельная работа труб; ○ — параллельная работа труб

уменьшением числа труб на один ход труб и конденсат может стекать между ходами по отдельным расположенным ниже трубам, уменьшая, таким образом, потерю давления.

В этом случае контакт между паром и конденсатом незначителен. Поэтому такой конденсатор не подходит для полной конденсации смесей с широким диапазоном температур кипения. Так как конденсат лишь частично контактирует с поверхностью труб, переохлаждение конденсата невелико. Как правило, конденсаторы такого типа проектируются с одним или двумя ходами труб. Используют также U-образные трубы. В последнем случае разная длина внутренних и наружных U-образных труб может привести к различной скорости конденсации. В [5] приведены результаты экспериментов по изучению интенсивности конденсации в параллельных трубах различной длины, но при одинаковом давлении. Эти результаты показывают, что интенсивность конденсации в таких трубах меньше, чем в параллельных трубах одинаковой длины и с одинаковой суммарной длиной. Иными словами, пучок U-образных труб будет передавать меньше теплоты, чем однокходовой пучок прямых труб с одинаковой поверхностью. На рис. 4 приведены результаты одной серии этих экспериментов. Соответствующие методы расчета не разработаны.

Д. Конденсация на наружной поверхности горизонтальных труб. Горизонтальные конденсаторы с конденсацией на наружной поверхности труб могут иметь поперечные перегородки. Обычный конденсатор с поперечными перегородками, показанный на рис. 5, представляет собой кожухотрубный аппарат с противоударной пластиной за входным патрубком, которая уменьшает эрозию труб. Он может иметь два выходных патрубка: один для конденсата, а другой для удаления газа. Движение охлаждающего теплоносителя по трубам может быть однокходовым и многоходовым. Перегородки и (или) поддерживающие пластины обычно устанавливаются таким образом, чтобы обеспечивалось течение пара в вертикальном направлении

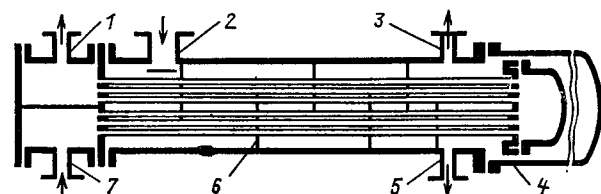


Рис. 5. Горизонтальный кожухотрубный конденсатор:
1 — выходной патрубок для воды; 2 — входной патрубок для пара; 3 — вентиль для сброса пара; 4 — разъемное кольцо сливной камеры; 5 — слив конденсата; 6 — перегородки; 7 — входной патрубок для воды

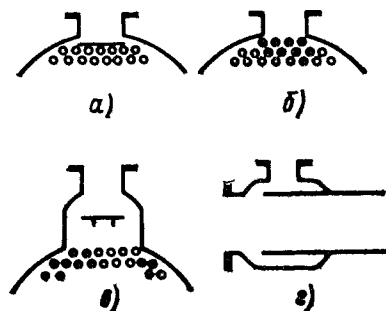


Рис. 6. Противоударные устройства:
а — пластина; б — стержни; в — перегородка в патрубке; г — паровой пояс

(в особых условиях иногда используется и горизонтальное расположение перегородок).

В нижних перегородках имеются отверстия для стекания конденсата. Если возникает необходимость в больших скоростях пара, в частности при наличии неконденсируемых компонентов, расстояние между перегородками может быть переменным. Более тесное размещение перегородок вблизи выходного патрубка для газа будет способствовать охлаждению этих газов. Весьма желательным применением уплотняющих прокладок вдоль кожуха, особенно при конденсации смесей. Это полезно также при конденсации однокомпонентных веществ, поскольку и в этом случае улучшаются сдвиги. Значительное количество пара может протекать в обход пучка даже при умеренных зазорах. При использовании противоударной пластины, которая блокирует подачу пара в пучок труб, очень важно наличие достаточного зазора между пластиной и нижним концом входного патрубка. Площадь этого зазора должна быть равна площади проходного сечения входного патрубка, и u^2 не должно превышать 2200 кг/(м·с). Также не должны быть блокированы слив конденсата и выходной патрубок для сдувок. Вместо противоударных пластин могут быть использованы и другие противоударные устройства, схема которых показана на рис. 6. Если потери давления становятся ограничивающим фактором, то используются перегородки с двумя свободными сегментами, конструкции кожухов с разделением потока (класс J) или кожуха с поперечным потоком (класс X).

Большие конденсаторы с поперечным потоком имеют частично заполненный кожух с пространством над пучком труб для распределения пара вдоль всей длины аппарата. Поскольку пучки труб расположенные поперек, обтекаются поперечным потоком, необходимо применение поддерживающих перегородок.

В больших промышленных конденсаторах (рис. 7) применяются узкие проходы для пара. Определенная часть труб снабжена поперечными перегородками для увеличения скорости сдувок и охлаждения удаляемого воздуха.

В конденсаторах с поперечными вертикальными перегородками высота свободного сегмента выбирается такой, чтобы поток пара не препятствовал скопленному конденсату на дне аппарата. Предполагается, что если высота свободного сегмента меньше 35% диаметра кожуха, то направление потока незначительно отличается от поперечного. Для предотвращения больших байпасных потоков и протечек, которые играют особенно существенную роль при частичной конденсации, рекомендуется размещение перегородок с минимальным шагом, примерно равным 35% диаметра кожуха. Максимальное значение шага обычно определяется требованиями обеспечения отсутствия вибрации, но в любом случае шаг размещения перегородок не может превышать двух диаметров кожуха. Эта конструкция конденсатора приемлема при полной конденсации однокомпонентных веществ, смесей с узким интервалом температур кипения компонентов или при неполной конденсации и наличии неконденсируемых компонентов.

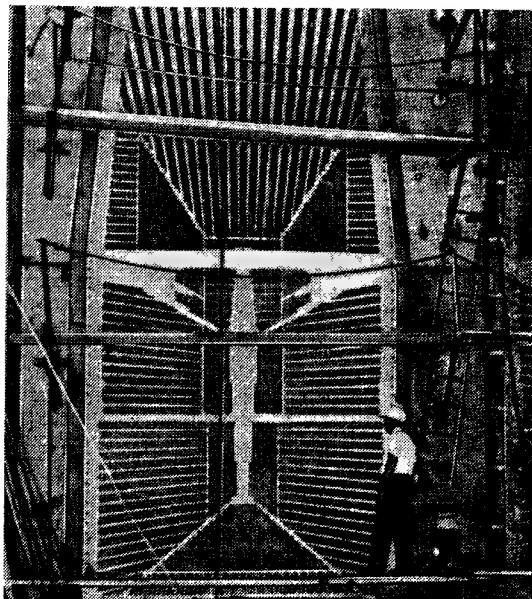


Рис. 7. Поверхностный конденсатор электростанции [31]

Для неполной конденсации смесей с широким интервалом температур кипения компонентов приемлемы конструкции с организацией потока вертикальными перегородками. Перегородки с горизонтальным сегментом, которые обеспечивают протекание смеси пара и конденсата вверх и вниз, гарантируют хороший контакт между паром и конденсатом, но при их использовании возникают большие потери давления. Горизонтальные конденсаторы с конденсацией на наружной поверхности труб не подходят для полной конденсации смесей с широким диапазоном температур кипения компонентов, в особенности если температура насыщения самого низкокипящего компонента приближается к температуре охладителя на выходе.

В горизонтальных конденсаторах часто используются трубы с низкими (1—2 мм) ребрами, если коэффициенты теплоотдачи в пленке конденсата невысоки. Поверхностное натяжение конденсата должно быть мало (~ 40 Мн/м), в противном случае пленка конденсата заполнит пространство между ребрами и это приведет к снижению эффективности поверхности теплоотдачи и производительности конденсата.

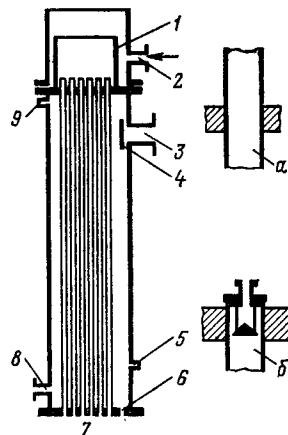
Преимущество горизонтальных конденсаторов заключается в том, что потери давления могут держаться на низком уровне, и, так как пар обычно чище, чем охладитель, очистку такого аппарата значительно легче осуществить, поскольку теплоноситель, способствующий образованию отложений, размещается в трубах.

Для обеспечения нужной скорости пара может изменяться шаг размещения перегородок. Для улучшения теплоотдачи и уменьшения размеров могут быть также использованы оребренные трубы.

К недостаткам следует отнести высокую стоимость кожуха, если для его изготовления требуются специальные сплавы или применяются кожухи, рассчитанные на высокое давление. В кожухах с полностью поперечным потоком проблемой являются сдвиги. Пар и конденсат имеют тенденцию к стратификации, и поэтому возникают трудности при конденсации смесей с широким диапазоном температур кипения компонентов. Может возникнуть вибрация труб, а применение обычных мер для ее ликвидации может оказаться затруднительным.

Рис. 8. Вертикальный конденсатор с стекающей пленкой (а) и распределителем (б):

1 — перегородка; 2 — входной патрубком для воды; 3 — входной патрубком для пара; 4 — противоударная пластина; 5 — вентиль; 6 — дренажное отверстие; 7 — выход охлаждающей воды; 8 — выход конденсата; 9 — вентиль



Е. Конденсация на наружной поверхности вертикальных труб. Конденсация на наружной поверхности вертикальных труб наиболее часто встречается в испарителях и нагревателях, но иногда такой процесс используется и в конденсаторах (рис. 8).

В таких аппаратах вода протекает внутри труб сверху вниз под действием силы гравитации. Внутри кожуха могут быть размещены перегородки, но наиболее часто используются опорные пластины. Если используются перегородки, то коэффициенты теплоотдачи со стороны кожуха рассчитываются по тем же соотношениям, что и для горизонтальных конденсаторов с перегородками. Для кожухов без перегородок или с опорными пластинами хорошим допущением при расчетах является пренебрежение влиянием скорости и поддерживающих пластин на стекание пленки конденсата. Некоторые конструкторы считают, что в опорных пластинах должно быть по три отверстия для стекания конденсата. При отсутствии отверстий и при узких зазорах можно весьма грубо считать, что конденсат удаляется, и рассматривать процесс конденсации на участке с максимальным расстоянием между перегородками или опорными пластинами.

Преимущества такого конденсатора заключаются в использовании только статического напора для прокачки воды, в высоких коэффициентах теплоотдачи при небольших расходах воды, больших подогревах воды и в возможности очистки труб в процессе эксплуатации. К недостаткам следует отнести трудности с организацией равномерного распределения воды по трубам. Эти трудности могут быть устранены посредством малых распределителей, показанных на рис. 8. Однако эти распределители могут забиваться. Другой недостаток заключается в необходимости использования системы для стока воды. Если охлаждение организовано по замкнутому циклу, то необходим насос.

В вертикальных конденсаторах обычно пар проходит сверху вниз. Движение пара снизу вверх используется редко, а если используется, что в этом случае не должны применяться перегородки или опорные пластины.

3.4.3. Конденсация смесей

Процесс конденсации смесей может быть двух типов: смеси конденсируются полностью или компоненты с низкой температурой кипения полностью растворяются в конденсате;

конденсация происходит в присутствии неконденсируемых компонентов. Основная задача теплопередача одинаково формулируется для этих двух типов процессов, в каждом из которых конденсация протекает при неизотермических условиях. Необходимо также учитывать сопротив-

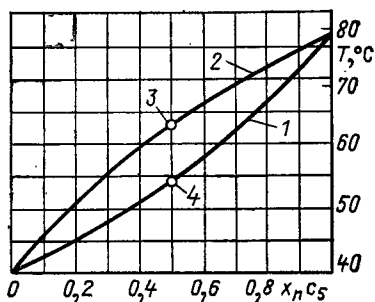


Рис. 1. T - x -диаграмма для бинарной смеси nC_4 - nC_5 :

1 — жидкость; 2 — пар; 3 — точка росы; 4 — точка кипения

ление диффузионного слоя в паровой фазе, наличие которого требует применения итераций для определения температуры и состава на границе раздела фаз и последовательных приближений при расчете конденсатора в целом. Однако при конденсации смесей имеется одна важная для управления процессом особенность. Наилучшим образом это может быть проиллюстрировано на простом примере конденсации бинарной смеси. Необходимая для анализа T - X диаграмма показана на рис. 1. При равных по величине концентрациях компонентов в паровой фазе первыми в состав капли конденсата будут входить 74% тяжелого компонента. Предполагая, что конденсат остается в контакте с паровой фазой и общий состав бинарной системы не изменяется, получаем, что паровая фаза больше обогащается легким компонентом. При полной конденсации оставшийся пар конденсируется при температуре 53,6°C. Это называется интегральной конденсацией. На рис. 2 приведены зависимости температуры пара и охлаждающего теплоносителя от передаваемой энергии (учитывается только теплота фазового перехода). Истинная разность температур в этом случае совпадает с логарифмической разностью температур и равна 15,1°C. Если конденсат сразу удаляется по мере образования, то состав системы изменяется и равновесие существует только между остающимся паром и конденсатом, образованным в этой точке. В конечном счете остатки сконденсированного пара представляют собой легкий компонент в чистом виде и при температуре 37,8°C в данном примере. Этот процесс называется дифференциальной конденсацией, и в этом случае, как следует из рис. 2, истинная разность температур равна 12,3°C. Логарифмический температурный напор, рассчитанный по конечным температурам, соответственно равен 8,61°C.

На рис. 3 приведены данные для одноходового противотока. Если охлаждающий теплоноситель имел бы двухходовую схему движения, тогда, очевидно, профиль температуры пара при дифференциальной конденсации имел

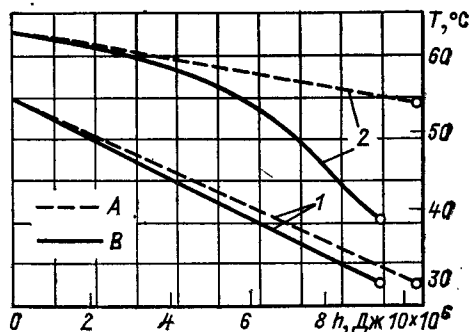


Рис. 2. Зависимость энтальпии от температуры при одноходовом противоточном течении охлаждающей жидкости:

1 — охлаждающая жидкость; 2 — конденсат; А — интегральная конденсация $\Delta T_{ML} = \Delta T_M = 27,2^\circ\text{C}$; В — дифференциальная конденсация $\Delta T_{ML} = 15,5^\circ\text{C}$; $\Delta T_M = 22,2^\circ\text{C}$

бы точку пересечения с профилем температуры охлаждающего теплоносителя, и это привело бы к потере производительности конденсатора. Намного больший расход охлаждающего теплоносителя потребовался бы в этом случае для обеспечения нужных характеристик. Многоходовая схема движения охлаждающего теплоносителя при интегральной конденсации более предпочтительна.

3.4.4. Расчет теплопередачи

А. Общие положения. В результате изменения скорости пара и расхода конденсата коэффициенты теплоотдачи изменяются в широких пределах вдоль всего канала, в котором происходит конденсация. При проектировании требуется расчет зависимости коэффициентов теплоотдачи и разности температур от паросодержания (или тепловой нагрузки) с последующим численным или графическим интегрированием для определения площади поверхности. Эти расчеты выполняются с помощью сложных программ для ЭВМ.

Используемые для расчета конденсации уравнения позволяют определять значения коэффициентов, осредненные по периметру, для данного сечения конденсатора.

Из соображений удобства ниже приводятся уравнения, которые используются при проектировании конденсаторов. Следует также ознакомиться с разд. 2.6, т. 1. В зависимости от типа охлаждения и конструкции конденсатора для расчетов коэффициентов теплоотдачи и потерь давления со стороны охлаждающего теплоносителя необходимо обратиться к разд. 2.3, 2.5, 2.7 (т. 1), 3.3, 3.5, 3.6, 3.8 (настоящий том справочника).

В. Конденсация внутри труб. При высоких показателях напряжений на границе раздела фаз коэффициенты теплоотдачи не зависят от ориентации трубы, тогда как при низких значениях (или при касательных напряжениях, равных нулю) влияние наклона трубы существенно. Поэтому необходим критерий для выбора соответствующих уравнений для расчета. В [13] рассматривается несколько возможных критериев, в [14] представлены дополнительные данные и рекомендации. В [14] утверждается, что уравнение

$$F = \frac{\tau_w}{(\rho_l - \rho_g) g s} \quad (1)$$

слишком сложное и предлагается более простое

$$j_g^* = \frac{\dot{m}_t}{\sqrt{g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)}}, \quad (2)$$

которое лучше описывает имеющиеся данные. Любое из этих уравнений может быть использовано, но по (2) можно непосредственно определить паросодержание y и границы зон с большим влиянием трения, что упрощает вычисления. Уравнения для течения с большими значениями касательных напряжений на границе раздела фаз (течение со сдвигом) следует применять при $F \geq 29$, а уравнения для потоков с малыми напряжениями (течение без сдвига) — при $F \leq 5$. В промежуточной области используется линейная интерполяция. В [14] приведены соответствующие границы для параметра j_g^* . Значения $j_g^* \geq 1,5$ соответствуют большим касательным напряжениям, $j_g^* \leq 0,5$ — отсутствию трения на границе раздела фаз. В промежуточной области также используется линейная интерполяция. В приведенных выше уравнениях τ_w и s определяются из следующих соотношений:

$$s^+ = \rho_l u^* s / \eta_l, \quad (3)$$

причем

$$s^+ = \sqrt{Re_l / 2}, \quad Re_l < 1250, \quad (4)$$

$$\text{и} \\ s^+ = 0,0504 \operatorname{Re}_l^{7/8}, \quad \operatorname{Re}_l > 1250; \quad (5)$$

$$u^* = \sqrt{\tau_w / \rho_l}; \quad (6)$$

$$\tau_w = \frac{D}{4} \left(- \frac{dp}{dz} \right)_{TP}, \quad (7)$$

причем τ_w рассчитывается по потерям давления в двухфазном потоке. Используя соотношения Мартинелли

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{TP} = \Phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz} \right)_l, \quad (8)$$

где

$$\Phi_l = 1 + \frac{1,5}{x_{tt}^{0,4}} + \frac{1}{x_{tt}^{1,1}} \quad (9)$$

и

$$x_{tt} = ((1-y)/y)^{0,9} (\rho_g / \rho_l)^{0,5} (\eta_l / \eta_g)^{0,1}, \quad (10)$$

приведенные выше уравнения можно применять для определения F .

Уравнение для коэффициентов теплоотдачи, приведенное в § 2.6.2, т. 1, для течения со сдвигом, может быть записано в виде

$$\alpha = \frac{(c_p \dot{m})_l}{T^+} \Phi_l \sqrt{\frac{f}{2g}}, \quad (11)$$

где f — коэффициент трения, рассчитанный по Re_l ; T^+ определяется по выражениям

$$T^+ = \operatorname{Pr}_l s^+ \quad \text{при } s^+ \leq 5; \quad (12)$$

$$T^+ = 5 \left\{ \operatorname{Pr}_l + \ln \left[1 + \operatorname{Pr}_l \left(\frac{s^+}{5} - 1 \right) \right] \right\} \quad \text{при } 5 \leq s^+ \leq 30; \quad (13)$$

$$T^+ = 5 \left[\operatorname{Pr}_l + \ln \left[1 + 5 \operatorname{Pr}_l + \frac{1}{2} \ln \frac{s^+}{30} \right] \right] \quad \text{при } s^+ \geq 30. \quad (14)$$

При течении с малым сдвигом в горизонтальных трубах для верхней части пленки конденсата используется уравнение Нуссельта, а теплоотдачей в слое конденсата на дне трубы пренебрегают, но вводится поправка на сечение трубы, занятое стратифицированным слоем. Используются следующие уравнения из § 2.6.2, т. 1:

$$\alpha = \Omega \left[\frac{\lambda^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g \Delta h}{\eta_l D (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4}, \quad (15)$$

где Ω выражается через паросодержание:

$$\Omega = 0,728 \left[1 + \left(\frac{1-y}{y} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-3/4}. \quad (16)$$

Для вертикальных труб при направлении потока пара сверху вниз уравнения (11) — (14) используются при течении со сдвигом и предполагается, что область течения сдвигом определяется теми же критериями. Но в области течения без сдвига локальные коэффициенты теплоотдачи рассчитываются по следующим соотношениям:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left[\frac{\eta^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/3} = 1,1 \operatorname{Re}^{-1/3}, \quad \operatorname{Re} \leq 40. \quad (17)$$

При $\operatorname{Re} > 40$ используются более высокие значения коэффициентов, которые определяются по уравнениям для волнового ламинарного (18) или для турбулентного режима течения пленки (19):

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left[\frac{\eta^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/3} = 0,8 \operatorname{Re}^{-0,22}; \quad (18)$$

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left[\frac{\eta^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/3} = 0,023 \operatorname{Re}^{1/4} \operatorname{Pr}^n, \quad (19)$$

где $n=0,5$, как рекомендуется в [32]. Однако это значение показателя степени оказывается высоким по сравнению с показателем в других уравнениях для турбулентного режима течения, и значение $n=0,33$ может быть лучшим.

Для избежания залива труб при движении пара снизу вверх скорость пара вообще невелика. Большие значения касательных напряжений на границах раздела фаз и внизу труб не рекомендуются. Средние коэффициенты теплоотдачи определяются по уравнению $\alpha = E \alpha_0$, где

$$\frac{\alpha_0}{\lambda} \left[\frac{\eta^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/3} = 1,47 \operatorname{Re}^{-1/3}. \quad (20)$$

Значение корректирующего множителя мало отличается от единицы, и им часто пренебрегают. В [15] приводится кривая, иллюстрирующая влияние скорости на средние коэффициенты теплоотдачи при конденсации. При движении пара снизу вверх $E=0,7$ при $\omega^2 \rho_g \alpha / g \rho_l \Delta h = 200$, и эта кривая представляет собой почти линейную зависимость в интервале 0—200.

С. Конденсация по наружной поверхности горизонтальных труб. При конденсации на одиночной трубе при течении пара без сдвига применяется уравнение Нуссельта

$$\frac{\alpha_l D}{\lambda} = 0,725 \left[\frac{D^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g \Delta h}{\lambda \eta (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4}. \quad (21)$$

В пучках труб возникает стекание капель конденсата с одного ряда труб на другой и динамическое воздействие потока пара, протекающего через пучок. Эти эффекты не исследованы в полной мере, и предлагается следующий приближенный подход: в пучках труб с только поперечным потоком пара (кожухи класса X) при малом сдвиге влияние рядов труб на средний коэффициент теплоотдачи определяется как

$$\bar{\alpha} = \alpha_l N^{-1/8}, \quad (22)$$

где N — число рядов труб, отсчитываемое по вертикали от первого омываемого ряда. Были проведены теоретические исследования по определению эффективного числа рядов в пучке круглых труб, однако из-за ограниченных знаний влияния рядов труб, скорости пара и направления потока эти сложные теоретические построения вряд ли приводят к лучшим результатам, чем оценка $N=0,78 D_B/P$, где D_B — диаметр пучка труб и P — расстояние между трубами.

При промежуточных значениях сдвиговых напряжений в потоке пара рекомендуются следующие выражения:

$$\operatorname{Nu} = K (\chi \operatorname{Re}^2 + \operatorname{Nu}_f^4)^{1/4}, \quad (23)$$

где $K=1$ для шахматных пучков труб и $K=0,8$ для коридорных;

$$\operatorname{Nu}_f^4 = 0,276 \left[\frac{D^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g \Delta h}{\eta \lambda (T_{sat} - T_w)} \right]. \quad (24)$$

Первый член в (23) учитывает влияние скорости, второй представляет собой уравнение Нуссельта для конденсации. Другие выражения определяются следующим образом:

$$\chi = 0,9 \left(1 + \frac{1}{RH} \right)^{1/3}; \quad (25)$$

$$R = \left(\frac{\rho_l \eta_l}{\rho_g \eta_g} \right)^{1/2}; \quad (26)$$

$$H = \frac{c_{pl} (T_{sat} - T_w)}{\operatorname{Pr}_l \Delta h}; \quad (27)$$

$$\operatorname{Re} = \frac{D \dot{m} \rho_l}{\eta_l \rho_g}, \quad (28)$$

где $\dot{m}$ — массовая скорость, определенная по общему проходному сечению пучка. Уравнения (23) — (28) используются как при горизонтальном направлении потока, так и при движении сверху вниз.

В [30] предложен более простой и, по-видимому, не менее точный метод. Для идеальных пучков

$$Nu = 0,3 Re^{0,8} Pr^{0,4} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g} + 1}. \quad (29)$$

При наличии перегородок должно быть принято во внимание влияние протечек на характеристики идеальных пучков (см. разд. 3.3).

Оказывается, что при высоких значениях сдвиговых напряжений в потоке пара коэффициенты теплоотдачи уменьшаются. Это связано с гидродинамическим уносом конденсата, вследствие которого уменьшается область конденсации, или локальным уменьшением давления и, следовательно, снижением разности температур (см. разд. 2.6.2, т. 1) *. Надежных критериев для оценки этого явления нет.

Д. Оребренные трубы. Оребрение труб широко используется в кондиционерах воздуха. Для оребрения применяются короткие ребра высотой около 1,6 мм в количестве 630—1020 ребер на 1 м. Такие ребра увеличивают наружную поверхность примерно в 3—4 раза. Коэффициенты теплоотдачи рассчитываются по тем же уравнениям, что и для гладких труб, но с использованием эквивалентного диаметра [16]:

$$\left(\frac{1}{D_e}\right)^{1/4} = \frac{1,3 A_s \Phi}{A_{ef} (L_{mf})^{1/4}} + \frac{A_p}{A_{ef} D^{1/4}}, \quad (30)$$

где A_s — действительная поверхность ребра; A_p — горизонтальная поверхность трубы; A_{ef} — параметр, определенный по выражению

$$A_{ef} = A_s \Phi + A_p;$$

Φ — эффективность ребра; L_{mf} — отношение площади боковой поверхности ребра к наружному диаметру ребра.

Эффективность ребер равна 1 для медных труб, но ее необходимо принимать во внимание при использовании стальных труб. Эти оребренные трубы следует использовать только в горизонтальном положении и для жидкостей с малым значением коэффициента поверхностного натяжения. Вода из-за большого поверхностного натяжения будет заполнять пространство между ребрами, и это приведет к существенным потерям производительности.

Другими формами развитых поверхностей являются трубы с канавками или гофрированные трубы [17]. Но так как они используются в специальных конструкциях и их размеры не стандартизованы, изготовители должны опираться на данные по теплопередаче для обычных труб.

Е. Конденсация на наружной поверхности вертикальных труб. Если пар протекает параллельно трубам, то для расчетов теплоотдачи используются уравнения, описывающие теплоотдачу в трубах, но с эквивалентным гидравлическим диаметром в качестве характерного размера. При поперечном обтекании пучков и умеренных значений сдвиговых напряжений используются уравнения (23) — (28), а при малых значениях — уравнения (17) — (19).

Г. Теплопередача при конденсации смесей. При конденсации смесей существенную роль играет пограничный газовый слой, прилегающий к пленке конденсата, через который осуществляется как теплопередача, так и массоперенос. Таким образом, необходимо рассматривать температуры и паросодержания на границах раздела и пленки конденсата. Поскольку для определения теплового потока

требуются трудоемкие и весьма неточные расчеты в каждом сечении конденсатора, то его размер определяется численным интегрированием зависимости локального теплового потока от нагрузки. Законченная теория существует только для бинарной системы с неконденсируемым газом. Теория конденсируемых смесей не завершена, поскольку в ней необходимо учитывать скорости массопереноса в пленке конденсата. Более подробно это изложено в § 2.6.3, т. 1.

Применение теоретических методов нуждается в дополнении данных по теплофизическим свойствам, т. е. в коэффициентах диффузии, которые часто отсутствуют. Поэтому большинство конденсаторов проектируется с помощью приближенных методов. Наиболее широко для всех типов конденсаторов используются метод, описанный в [18], или его модификации. Для одноходовой схемы течения движения пара применяется следующая последовательность расчета.

1. Рассчитываются кривые конденсации: полная энтальпия конденсируемого потока в зависимости от локальной температуры пара в предположении термодинамического равновесия между фазами; расход пара $\dot{M}_v$ в зависимости от T_v ; общее количество теплоты, отведенной от пара по длине от входа до данной точки, Q_T в зависимости от T_v ; температура охлаждающего теплоносителя T в зависимости от T_v .

2. Определяется (зависимость общей отведенной теплоты Q_T) $dQ_{sv} = -\dot{M}_v dh_v$ и в конечных отрезках

$$\Delta Q_{sv} = \dot{M}_v \Delta h_v,$$

где ΔQ_{sv} — количество отведенной от пара теплоты в данном интервале; $\dot{M}_v$ — средний расход пара в интервале; Δh_v — изменение энтальпии пара на единицу массы.

3. Рассчитываются зависимости $z = dQ_{sv}/dQ_T$ или $\Delta Q_{sv}/\Delta Q_T$ от Q_T .

4. Определяются зависимости α_c и α_{sv} от $\dot{M}_e$ и $\dot{M}_v$ соответственно, а затем от Q_T .

5. Находится U_i в зависимости от Q_T (где $1/U_i = 1/\alpha_o + r + 1/\alpha_c$ и r — термическое сопротивление стенок трубы и отложений; α_o — коэффициент теплоотдачи в охлаждающем теплоносителе).

6. Определяется зависимость $(1 + z U_i / \alpha_{sv}) / U_i (T_v - T)$ от Q_T .

7. С помощью численного или графического интегрирования от $Q_T = 0$ до $Q_T = Q^*$ функции, определенной в п. 6, находится площадь поверхности A_o .

Г. Переохлаждение конденсата. Переохлаждение конденсата может быть рассчитано только для вертикальных труб, когда конденсат стекает в виде пленки по поверхности. Для ламинарного режима течения

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda} \left(\frac{\eta^2}{g \rho l^2} \right)^{1/3} = 0,78 \left[\frac{c_p \eta}{\lambda} \left(\frac{\eta^2}{g \rho^2} \right)^{1/3} \frac{1}{L} \right]^{1/3} \left(\frac{4\Gamma}{\eta} \right)^{1/9}. \quad (31)$$

В переходной области при $Re > Re_u$, где Re_u — критическое значение [$Re_u = 2460 (Pr)^{-0,68}$], используется выражение

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda} \left(\frac{\eta^2}{g \rho^2} \right)^{1/3} = 0,032 Re^{0,2} Pr^{0,34}. \quad (32)$$

При турбулентном режиме течения

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda} \left(\frac{\eta^2}{g \rho^2} \right)^{1/3} = 5,7 \cdot 10^{-3} Re^{0,4} Pr^{0,34}. \quad (33)$$

При конденсации внутри горизонтальных труб толщина слоя конденсата и коэффициенты теплоотдачи не могут быть определены с приемлемой точностью. В этом

* Уменьшение коэффициента теплоотдачи при увеличении касательного напряжения на границе раздела фаз может быть обусловлено чисто «формальной» причиной, вытекающей из самого определения α : увеличением перепада температур в пленке вследствие роста ее толщины. (П р и м е ч. р е д.).

случае переохлаждение незначительно и такое расположение труб не рекомендуется.

Переохлаждение конденсата на наружной поверхности горизонтальных труб часто пытаются создать посредством уровня конденсата под кожухом, который частично заталкивает пучок труб с помощью специальных устройств вблизи выходного патрубка для конденсата. Хотя в этом случае возникает некоторое переохлаждение, оно не может быть предсказано точно, поскольку действительный уровень жидкости может существенно отличаться от статического уровня из-за наличия градиентов давления под кожухом. Скорость также не может быть определена достаточно точно. Умеренные оценки могут быть сделаны по коэффициентам теплоотдачи для естественной конвекции с поверхностью, рассчитанной по статическому уровню жидкости. Надежность расчетов переохлаждения невелика, и температурный контроль почти невозможен. Если переохлаждение при конденсации в межтрубном пространстве необходимо, следует использовать отдельные охлажда-

3.4.5. Потери давления

Из-за изменения скоростей и структуры потоков расчеты потерь давления в конденсаторе являются в лучшем случае только приближенными оценками (см. также разд. 2.3, т. 1). Полные потери давления

$$\Delta p = \Delta p_e + \Delta p_G + \Delta p_A + \Delta p_F, \quad (1)$$

где Δp_e — различные потери на входных и выходных патрубках и в коллекторах; Δp_G — гидростатический напор; Δp_A — потери, связанные с изменением импульса; Δp_F — потери на трение между фазами.

Потери от сжатия и расширения потока рассчитываются для гомогенной модели, в которой скорости пара и жидкости считаются равными.

Гидростатический напор в конденсаторах обычно незначителен, и его следует рассчитывать как

$$\Delta p_A = \rho_m g \sin(\theta) \Delta L, \quad (2)$$

где θ — угол наклона; ρ_m — плотность двухфазного потока. Истинная плотность неизвестна, но может быть приближенно оценена, если предположить, что структура потока гомогенная, или с помощью соответствующих корреляционных соотношений.

Изменение импульса вследствие конденсации приводит к увеличению давления на выходе Δp_A . Этот прирост давления обычно невелик, за исключением случая, когда конденсация происходит при вакууме, при этом прирост давления может стать сравнимым с потерями на трение или даже превысить их.

Изменение импульса рассчитывается по формуле

$$\Delta p_A = \dot{m} \{[(1-y) u_l + y u_g]_2 - [(1-y) u_l + y u_g]_1\}. \quad (3)$$

В такой форме записи необходимо, чтобы были известны скорости как жидкости, так и газа. Модели гомогенного или разделенного потока также могут быть использованы для получения соотношения между скоростями жидкости и газа. Потерями давления Δp_A , обусловленными изменением импульса, часто пренебрегают, так как они обычно малы, их знак отрицательный (т. е. они вычитаются из общего перепада), что приводит к занижению общего расчетного перепада давления.

Потери на трение между фазами рассчитываются последовательно вдоль всего пути конденсации. При конденсации в трубах часто используется модель разделенного потока, хотя результаты расчета по этой модели дают заниженные значения при большом паросодержании и завышенные при малом. Для $Re_e < 4000$ рекомендуется

рассчитывать Δp_F по паре:

$$\Delta p_F = \Phi_g^2 \Delta p_g \quad (4)$$

и для $Re_e > 4000$

$$\Delta p_F = \Phi_g^2 \Delta p_e. \quad (5)$$

Эти соотношения эквивалентны, так как

$$\Phi_g = X \Phi_e. \quad (6)$$

Однако при низких значениях Re_e значение Δp_g рассчитывается более точно. Точность расчетов потерь на трение может быть улучшена при использовании специальных уравнений для различных режимов течения, таких, как дисперсный, кольцевой, стержневой, волновой или слоистый (см. разд. 2.3, т. 1). Наилучшие результаты приведенные выше соотношения дают для горизонтальных труб. В вертикальных трубах при восходящем либо нисходящем потоке пара эти уравнения приводят к большим ошибкам. Для нисходящего потока пара большим числом исследователей [19—22] разработаны различные корре-

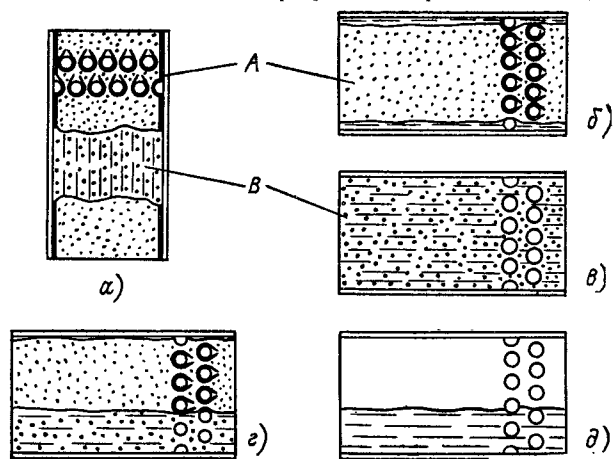


Рис. 1. Режимы течения двухфазного потока в межтрубном пространстве [27].

а — неустойчивый поток (вертикальный); б — дисперсный поток; в — пузырьковый поток (вертикальный и горизонтальный); г — слоистый дисперсный поток (горизонтальный); д — слоистый поток (горизонтальный); А — капли жидкости в газе; В — пузырьки газа в жидкости

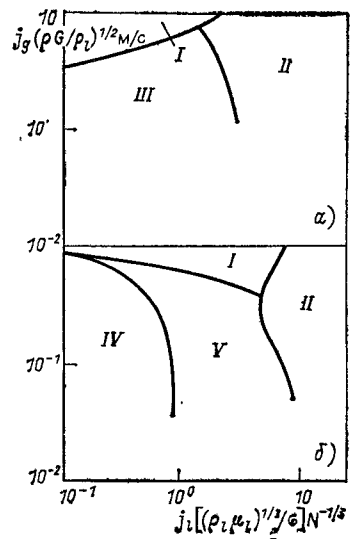


Рис. 2. Диаграмма режимов двухфазного потока: а — вертикальный поток; б — горизонтальный поток; I — дисперсный поток; II — пузырьковый поток; III — неустойчивый; IV — слоистый; V — слоисто-дисперсный

Таблица 1. Значения B

Поток	Горизонтальный	Вертикальный
В межтрубном пространстве: дисперсный и пузырьковый	0,75	1
слоистый и дисперсный	0,25	—
В свободном сегменте перегородки ($n=0$)	$2(y+1)$	$(\rho_h/\rho_l)^{1/4}$

Примечание. ρ_h — плотность гомогенного потока.

для уравнений, которые применимы для аппаратов специальной конструкции, но результаты расчета по этим уравнениям не согласуются с другими данными¹.

Потери давления в двухфазном потоке через горизонтальные ряды труб были исследованы многими авторами [23—25], но уравнения, приведенные в [26], оказались наилучшими:

$$\frac{\Delta p_F}{\Delta p_{l0}} = 1 + Y^2 - 10 [BX_g^{(2-n)/2} (1 - X_g)^{(2-n)/2} + X_g^{2-n}], \quad (7)$$

где $Y^2 = \Delta p_{go}/\Delta p_{l0}$ и n — показатель степени в выражении типа Блаузиуса для закона трения. Значения B находятся по табл. 1 для структуры потока (как показано на рис. 1), которая определяется по рис. 2 (см. также § 2.3.2, т. 1).

3.4.6. Средняя разность температур

В простом случае конденсации при постоянных температуре и коэффициентах теплоотдачи, а также при односторонней схеме течения теплоносителя используется средний логарифмический температурный напор. При последовательном расчете в каждом сечении конденсатора используются локальные разность температур и значения коэффициентов с последующим численным интегрированием. При многоходовом течении потока необходимо использовать локальные коэффициенты и разности температур для каждого хода. Для того чтобы определить температуры в точках поворота потока, необходимы итерационные расчеты, которые могут быть выполнены с помощью ЭВМ. Для конденсации в межтрубном пространстве в предположении, что коэффициенты теплоотдачи постоянны на каждом выбранном прямом участке вдоль кожуха, в [27] предложена следующая последовательность расчетов.

Предполагается, что зависимость энтальпии обоих потоков от температуры известна. Прописные буквы используются для обозначения потока в межтрубном пространстве и строчные — в трубах. На рис. 1 приведена типичная $T-H$ -диаграмма для потока в межтрубном пространстве. Температуры потока в трубах могут быть нанесены на эту диаграмму с помощью численного интегрирования

$$\frac{dh_{II}}{dh_I} = \frac{T - t_{II}}{T - t_I}, \quad (1)$$

¹ В настоящее время теория расчета потерь давления в вертикальных трубах при конденсации нисходящего потока пара разработана достаточно подробно и доведена до инженерных программ расчета на ЭВМ (см. Михалевич А. А. Математическое моделирование массо- и теплопереноса при конденсации. — Минск: Наука и техника, 1982. — 216 с.). (Примеч. ред.)

или в конечно-разностной форме

$$h_{new}^{II} = h_{old}^{II} - \Delta h_I \frac{T - t_{II}}{T - t_I}. \quad (2)$$

Из теплового баланса между потоками следует

$$H = h_i - \frac{w}{W} (h_{II} - h_I) \quad (3)$$

для противотока между потоком в межтрубном пространстве и первым ходом труб или

$$H = H_o + \frac{w}{W} (h_{II} - h_I) \quad (4)$$

для прямотока.

Численное интегрирование начинается с входного (выходного) коллектора для потока в трубах, где T , t_I и t_{II} известны (как и соответствующие значения энтальпии по $T-H$ -диаграмме). В первом ходе энтальпия может быть увеличена на величину Δh_I , которая также участвует в расчетах новых значений h_{II}^{II} (2). Новые значения H определяются либо по (3), либо по (4). Соответствующие температуры находятся с помощью зависимости энтальпии от температуры и наносятся на $T-H$ -диаграмму (кружки на рис. 1). Эта процедура может повторяться до тех пор, пока не будет найдено полное распределение температур. Среднеарифметическая температура $\bar{t}$ также наносится на диаграмму. Следует заметить, что эти распределения температур не зависят от коэффициентов теплоотдачи и, следовательно, от конкретной конструкции. Поэтому приведенные выше расчеты необходимо выполнять только 1 раз. Для конкретного аппарата теплопередача рассчитывается численным интегрированием выражения

$$A_T = \int_0^{Q_T} \frac{dQ}{\theta U}, \quad (5)$$

где

$$\theta = T - \bar{t}.$$

Этот метод был распространен на случай четырех и более четных ходов, но было обнаружено, что значения $\bar{t}$, полученные при четырех ходах, почти всегда идентичны значениям, полученным для большего числа ходов. Поэтому представленный в [33] метод для бесконечного числа ходов может быть использован для аппаратов с числом ходов, большим двух. В этом случае температура $\bar{t}$ в трубах постоянна и может быть связана с эффективной температу-

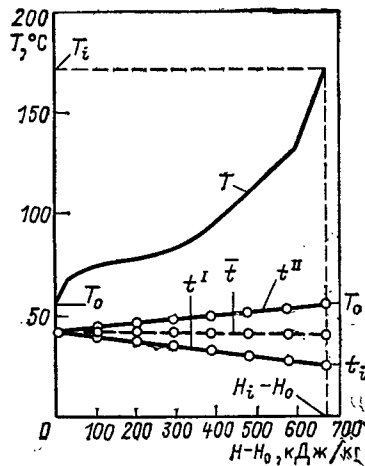


Рис. 1. Пример расчета распределения температур для двухходового конденсатора [27]

рой потока в межтрубном пространстве по соотношению $T' = \theta_m + \bar{t}$, (6)

где θ_m — средняя разность температур в аппарате:

$$\frac{1}{\theta_m} = \frac{1}{Q_T} \int_0^{Q_T} \frac{dQ}{T - \bar{t}} = \frac{1}{H_i - H_o} \int_{H_o}^{H_i} \frac{dH}{T - \bar{t}}. \quad (7)$$

В [33] приводится также следующее соотношение между T' и $\bar{t}$:

$$\bar{t} = T' - \frac{t_o - t_i}{\ln [(T' - t_i)/(T' - t_o)]}. \quad (8)$$

Эти уравнения решаются с помощью предварительного задания T' и последующего определения $\bar{t}$ по (8). Затем вычисляется θ с помощью численного интегрирования по (7). Новые значения T' находятся по (6), и итерационный процесс повторяется до достижения сходимости. Обычно требуется две-три итерации.

При конденсации в межтрубном пространстве и переохлаждении конденсата в [28] предложена следующая процедура для определения зоны переохлаждения (рис. 2).

1. Расчет тепловой нагрузки

$$Q_c = W\lambda; \\ Q_{sc} = WC(T_{sat} - T_{sc}).$$

2. Определение расхода охлаждающего теплоносителя

$$w = \frac{Q_c + Q_{sc}}{c(t_o - t_i)}.$$

3. Оценка общей площади поверхности

$$A_T \approx \frac{Q_c}{U_c \{ (t_o - t_i) / \ln [(T_{sat} - t_i) / (T_{sat} - t_o)] \} + \frac{2Q_{sc}}{U_{sc}(T_{sc} - T_i)}} +$$

4. Расчет температуры на выходе из затопленных труб в первом ходе

$$t_{bo} = T_{sc} - (T_{sc} - t_i) \exp \left(- \frac{U_{sc} A_T}{2wc} \right).$$

5. Определение доли затопленных труб в первом ходе

$$F = \frac{Q_{sc}}{wc(t_{bo} - t_i)}.$$

Если $F > 1$, то все трубы в первом ходе затоплены и непосредственно переходим к п. 10.

6. Расчет температур на выходе из незатопленных труб в первом ходе

$$t_{ao} = T_{sat} - (T_{sat} - t_i) \exp \left(- \frac{U_c A_T}{2wc} \right).$$

7. Определение средней температуры на выходе из труб первого хода

$$t_{do} = (1 - F)t_{ao} + Ft_{bo}.$$

8. Вычисление температуры на выходе из второго хода труб и, следовательно, из конденсатора

$$t_o^* = T_{sat} - (T_{sat} - t_{do}) \exp \left(- \frac{U_c A_T}{2wc} \right).$$

9. Проверка условия $t_o^* = t_o$. Если оно выполняется, требуемой поверхностью является A_T , а F — долей труб, затопленных в первом ходе. Если нет, то определяем новое значение A_o и возвращаемся к п. 4.

10. Расчет температуры на выходе из труб в первом ходе, которые полностью затоплены,

$$t_{io} = T_{sc} - (T_{sc} - t_i) \exp \left(- \frac{U_{sc} A_T}{2wc} \right).$$

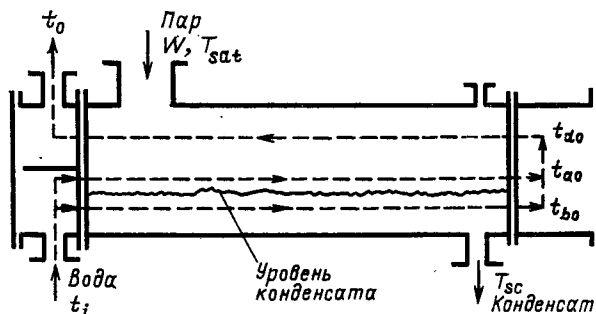


Рис. 2. Горизонтальный двухходовой конденсатор с конденсацией в межтрубном пространстве

11. Определение температуры на выходе из затопленных труб второго хода

$$t_{fo} = T_{sc} - (T_{sc} - T_{io}) \exp \left(- \frac{U_{sc} A_T}{2wc} \right).$$

12. Вычисление температуры на выходе из труб второго хода в зоне конденсации

$$t_{go} = T_{sat} - (T_{sat} - t_{io}) \exp \left(- \frac{U_c A_T}{2wc} \right).$$

13. Определение доли F' труб второго хода, на которых происходит конденсация,

$$F' = \frac{Q_c}{wc(t_{go} - t_{io})}.$$

14. Расчет средней температуры на выходе из труб второго хода

$$t_o^* = F't_{go} + (1 - F')t_{fo}.$$

15. Проверка условия $t_o^* = t_o$. Если условие выполняется, то A_T является искомой площадью поверхности и все трубы, кроме F' -й доли труб второго хода, затоплены, т. е. $(1 - F'/2)$ -я доля всего количества труб затоплена конденсатором. При невыполнении условий определяем новые A_T и возвращаемся к п. 10.

3.4.7. Проектирование

А. Последовательность расчетов. Все расчеты начинаются с выбора предполагаемой конструкции, в которую затем вносятся соответствующие уравнения для обеспечения требуемой производительности и разработки окончательного варианта. Для выбора предварительной конструкции рекомендуются следующие этапы:

1. Определение подходящего типа конденсатора (см. § 3.4.1).

2. Определение тепловой нагрузки.

3. Выбор температур охлаждающего теплоносителя и расчет среднелогарифмической разности температур.

4. Оценка коэффициентов теплопередачи по табл. 1 или по опытным данным.

5. Расчет поверхности теплообмена.

6. Выбор размеров труб, шага пучка, длины, числа труб, размеров кожуха и перегородок, если они требуются.

Этапы от 1 по 6 приводят к выбору принципиальной конструкции. После этого имеются три возможности:

7а. Использовать программы для ЭВМ для поверочного расчета. Может потребоваться расчет большого числа вариантов для разработки окончательной конструкции.

7б. Выполнить предварительные расчеты вручную с использованием приближенных соотношений для определения осредненных коэффициентов теплоотдачи при конденсации.

Таблица 1. Коэффициенты теплопередачи для оценочных расчетов конденсаторов

Пар	Охлаждающий теплоноситель	U , Вт/(м ² ·К)
Спирт	Вода	550—1100
Высокипящие углеводороды под вакуумом	»	100—280
Низкокипящие углеводороды	»	450—1140
Углеводороды	Масло	120—230
Органические растворители	Вода	550—1140
Керосин	»	170—370
Керосин	Масло	110—170
Лигроин	Вода	280—430
Лигроин	Масло	110—170
Пар	Питательная вода	2200—5700
Растительные масла	Вода	110—280
Пары органических веществ азеотропного состава	»	220—450
Пар	Воздух ¹	730—800
Аммиак	»	550—680
Легкие углеводороды	»	450—540
Легкий лигроин	»	400—450
Фреоны	»	340—450
Тяжелый лигроин	»	340—400

¹ Для труб диаметром 50 мм с алюминиевыми ребрами высотой 16—18 мм и расстоянием между ребрами 2,5—3 мм. Коэффициенты отнесены к поверхности трубы.

7в. После этапа 7б продолжить использование приближенных соотношений для определения осредненных коэффициентов теплоотдачи при конденсации.

7в. После этапа 7б продолжить использование приближенных соотношений для последовательных приближений или применить программы для ЭВМ для окончательной проверки. После этапа 7б число вариантов для расчетов на ЭВМ должно существенно уменьшиться по сравнению с этапом 7а.

В. Конденсация внутри вертикальных труб при направлении потока сверху вниз. Общая процедура расчета сводится к заданию числа и диаметра труб и затем к определению их длины. Если длина непротиворечива, изменяется число или диаметр труб и расчеты повторяются.

Приближенные методы. 1. Рассчитываются коэффициенты при конденсации.

а) Полная конденсация. Используется уравнение, приведенное в [29],

$$\alpha_c = 0,065 \left(\frac{c_{p1} \rho_1 \dot{M}}{2\eta \rho_g} \right)^{1/2} \dot{M}_m. \quad (1)$$

где при полной конденсации $\dot{M}_m = 0,58 \dot{M}_t$.

б) Частичная конденсация. При концентрации неконденсируемых компонентов на входе, меньшей 5%, коэффициент теплоотдачи в первом приближении умножается на 2,0—1,8 С, где С — массовая процентная концентрация неконденсируемого компонента. Реальное уменьшение эффективного коэффициента теплоотдачи зависит от свойств и расхода пара, а также от тепловых потоков. Эти факторы учитываются при расчете по сечениям, который применяется на последнем этапе. При концентрации больше 80% используется коэффициент теплоотдачи, рассчитанный для газового пограничного слоя, увеличенный умножением на отношение общей тепловой нагрузки

к нагрузке и обеспечивающий фазовый переход. При промежуточных значениях концентрации простых приближенных методов для оценок не имеется.

2. Для данной конструкции кожуха рассчитываются коэффициенты теплоотдачи и термические сопротивления со стороны охлаждающего теплоносителя; затем определяется коэффициент теплопередачи в зоне конденсации.

3. Если возникает необходимость в переохлаждении, то рассчитывается температура охлаждающего теплоносителя в конце зоны конденсации с учетом переохлаждения.

4. Определяются коэффициенты теплоотдачи при переохлаждении по уравнениям (31) — (33), § 3.4.4, и затем коэффициент теплопередачи в зоне переохлаждения.

5. Рассчитывается разность температур.

а) При конденсации однокомпонентных веществ определяется среднелогарифмическая разность температур по температуре конденсации охлаждающего теплоносителя, рассчитанной в п. 3, и температуре на выходе.

Для многокомпонентных веществ вычисляется среднелогарифмическая разность температур по температуре кипения жидкости в качестве температуры конденсации или, если имеется кривая конденсации, оценивается средняя разность температур между температурой на кривой конденсации и температурой охлаждающего теплоносителя в данном сечении аппарата. При наличии неконденсируемого газа простых методов для оценок нет, за исключением предельных случаев концентрации неконденсируемого компонента; при концентрации на входе, меньшей 5%, справедливы соотношения для конденсации одного многокомпонентных веществ с уменьшением коэффициента теплоотдачи путем умножения на эмпирические множители. Для концентрации, большей 80%, задача рассматривается как охлаждение газа, но используются увеличенные коэффициенты теплоотдачи.

б) При переохлаждении рассчитывается среднелогарифмическая разность температур для охлаждаемого конденсата от его температуры кипения до расчетной температуры переохлаждения и по температурам на входе и выходе охлаждающего теплоносителя, определенными в п. 3.

6. Определяется поверхность конденсации по тепловой нагрузке для конденсации, коэффициенту теплопередачи и разности температур; также рассчитывается поверхность для переохлаждения.

7. Если сумма площадей поверхности приводит к неприемлемой длине труб после учета факторов надежности, изменяется число труб и расчет повторяется с п. 1.

Приведенная выше последовательность расчета позволяет определить конструкцию аппарата весьма приближенно. Если требуется большая точность, рассчитывают параметры в сечениях конденсатора с использованием (по возможности) ЭВМ.

Методы расчета по участкам. После приближенных оценок, последовательность которых приведена выше, конструкция конденсатора в основном определена. Дальнейшие расчеты заключаются в определении его производительности, но последовательность этого расчета зависит от типа конденсации.

1. Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи, термические сопротивления отложений и стенок трубы со стороны охлаждающего теплоносителя.

2. Паровая фракция y разделяется на некоторое число равных интервалов, и на каждом интервале вычисляются:

а) тепловая нагрузка;

б) температура охлаждающего теплоносителя для каждого значения y ;

в) значения F или jg при каждом значении y для определения режима течения.

3. Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи при конденсации по уравнениям, соответствующим режиму течения двухфазного потока.

4. а) При частичной конденсации и при конденсации

смесей используются рекомендации, приведенные в § 3.4.4, и далее вычисляются потери по п. 7.

б) При конденсации однокомпонентных веществ и смесей с близкими значениями температур кипения отдельных компонентов рассчитывается коэффициент теплопередачи для каждого значения y .

5. Определяется средняя разность температур на каждом интервале по температуре охлаждающего теплоносителя и кривой конденсации.

6. Рассчитывается длина участка конденсации на интервале по среднеарифметическим значениям коэффициентов теплопередачи и разностям температур на этом интервале.

7. Вычисляются потери давления в двухфазном потоке с использованием среднеарифметических значений $d\Delta p/dL$ для этого интервала, причем $d\Delta p/dL$ рассчитываются для каждого значения y . Корректируется температура конденсации, если потери давления достаточно велики и оказывают влияние на нее.

8. При необходимости выполняется расчет длины участка переохлаждения.

9. Суммируется длина участков конденсации. Если эта общая длина, взятая с некоторым запасом для надежности, является неприемлемой или потери давления слишком велики, то изменяется число и (или) диаметр труб и расчет повторяется с пункта 2, в.

С. Конденсация внутри вертикальных труб при направлении потока снизу вверх. В этом случае принимается следующая последовательность этапов расчета:

1. Выбирается диаметр труб и угол среза нижней кромки. Для вычисления скорости при заливе труб используется (1), § 3.4.2.

2. По общему расходу пара и скорости, равной 75% скорости залива труб, определяется их число. Затем выбирается кожух стандартного размера, вмещающего определенное число труб, при этом используется полное число труб, если в выбранный кожух вмещается их большее количество.

3. По расходу охлаждающего теплоносителя выбирается шаг размещения перегородок и рассчитываются коэффициенты теплоотдачи со стороны кожуха.

4. По полному числу труб в кожухе рассчитывается параметр $\frac{4\Gamma}{\eta}$ и находится коэффициент теплоотдачи при конденсации по рис. 6, § 2.6.2, т. 1.

5. Вычисляется коэффициент теплопередачи, и определяется расчетная длина труб. Выбирается стандартная длина труб, превышающая расчетную, которая обеспечивает надежную работу аппарата.

6. Если конструкция неудовлетворительна, изменяется число и (или) диаметр труб и повторяется расчет.

Д. Конденсация внутри горизонтальных труб. Последовательность расчета такая же, как и в случае конденсации внутри вертикальных труб при движении пара сверху вниз, за исключением того, что для стратифицированного потока используются уравнения (15) и (16), § 3.4.4, и не рассчитывается зона переохлаждения. Многоходовое течение возможно при конденсации однокомпонентного пара, но применение U-образных труб может привести к снижению производительности. Большое число ходов не рекомендуется применять при конденсации смесей из-за возможной сепарации конденсата между ходами. Расчет смесей с неконденсируемыми газами связан с большими трудностями вычисления.

Е. Конденсация на наружной поверхности труб.

Кожухи с поперечным потоком наиболее часто используются при конденсации однокомпонентных веществ или смесей с большими значениями температур кипения компонентов.

1. Вычисляются коэффициенты теплоотдачи, термические сопротивления отложений и стенок труб со стороны охлаждающего теплоносителя,

2. Вычисляются коэффициенты теплоотдачи при конденсации:

а) при заданных перепадах температур на пленке конденсата рассчитываются коэффициенты теплоотдачи по (21), § 3.4.4;

б) рассчитывается коэффициент теплопередачи;

с) проверяется предполагаемое значение $\Delta T_c = (U/\alpha_c)(t_v - t_w)$;

д) если значения ΔT_c выходят за диапазон 0,5—2, то уточняются значения ΔT_a и этап 2 повторяется.

3. Вычисляется среднелогарифмическая разность температур.

4. Рассчитываются поверхность и длина труб.

5. Если необходим расчет переохлаждения, используется процедура, описанная в § 3.4.6.

Кожухи с перегородками. Шаг размещения перегородок в кожухе может быть переменным для поддержания скорости пара.

1. Вычисляются коэффициенты теплоотдачи, термические сопротивления отложений и стенок труб со стороны охлаждающего теплоносителя.

2. Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи при конденсации по уравнениям (23) — (28), § 3.4.4. Расчеты выполняются по предполагаемой скорости пара между перегородками.

а) При конденсации однокомпонентных веществ или смесей с близкими значениями температур кипения компонентов вычисляется коэффициент теплопередачи.

б) При конденсации смесей используется последовательность расчета, описанная в § 3.4.4.

4. Рассчитывается средняя разность температур в промежутке между перегородками. При многоходовом течении охлаждающего теплоносителя используется процедура, описанная в § 3.4.6.

5. Определяется количество сконденсированного вещества.

6. Вычисляются потери давления в потоке через пучок труб и через перегородки с помощью методов, изложенных в § 3.4.5. Корректируется общее давление и, если нужно, температура конденсации.

7. При известном уменьшении расхода пара вычисляется скорость в следующем интервале между перегородками или вычисляется расстояние между перегородками в предположении, что скорость пара постоянна. Затем расчет повторяется с этапа 2, если условия на выходе не достигнуты.

8. Любые расчеты переохлаждения будут ненадежными. Слой конденсата может существовать только для слоистых потоков, и толщина слоя будет также зависеть от градиента давления в конденсаторе. В расчетах конденсаторов с поперечным потоком толщина слоя и коэффициент теплопередачи вдоль труб предполагаются постоянными.

Г. Конденсация на наружной поверхности вертикальных труб обычно применяется при одноходовом течении охлаждающего теплоносителя.

Кожух без перегородок с низкой скоростью пара или пренебрежимо малым сдвигом используется для конденсации однокомпонентного пара.

1. Рассчитывается параметр $4\Gamma/\eta$ для конденсата.

2. Определяется коэффициент теплоотдачи при конденсации по уравнениям (17) — (19), § 3.4.4, в зависимости от $4\Gamma/\eta$.

3. Находится коэффициент теплопередачи.

4. Рассчитывается разность температур.

5. Вычисляются поверхность и длина труб.

6. Если требуется расчет переохлаждения, используются те же методы, что и при конденсации внутри вертикальных труб.

Кожухи с перегородками. Для кожухов с перегородками должна быть использована такая же последовательность расчета, как и при конденсации внутри вертикальных труб,

Раздел 3.5

ИСПАРИТЕЛИ

Смит

3.5.1. Введение

Испарители применяются для испарения жидкости или для увеличения концентрации раствора путем испарения части растворителя иногда даже до состояния, при котором наступает кристаллизация. Различные типы оборудования, используемого для этих целей, описаны в § 3.5.2. Схемы, по которым отдельные элементы этого оборудования могут быть соединены друг с другом или с другими типами оборудования, описаны в § 3.5.3. Из множества применяемых на практике испарителей в дальнейшем рассматриваются только восемь основных типов: горизонтальные с кипением в межтрубном пространстве, вертикальные с короткими трубами, типа «корзины», вертикальные с длинными трубами, с подъемной циркуляцией, с опускной циркуляцией, с кипением в горизонтальных трубах, пластинчатые.

В большинстве случаев в горячем теплоносителе протекает процесс конденсации. Все испарители, за исключением пластинчатых, являются трубчатыми теплообменниками, и во всех, за исключением горизонтальных, кипение происходит в трубах.

Циркуляция может быть естественной за счет разности плотностей кипящей жидкости и вновь поступающей в испаритель, вынужденной, которая обеспечивается насосами, или смешанной. При отсутствии рециркуляции испаритель рассматривается как проточный.

Давление в испарителе выбирается таким образом, чтобы обеспечивать нужную температуру кипения. Поскольку испарители часто работают под вакуумом, то температура в них ниже нормальной температуры кипения.

В испарителях, в которых жидкость движется снизу вверх по вертикальным трубам, температура кипения жидкости внизу выше, чем сверху, из-за большего гидростатического давления. Таким образом, в нижней части труб кипение отсутствует и температура увеличивается до достижения температуры кипения, соответствующей локальному давлению. Затем возникает кипение вследствие большого подвода теплоты и мгновенного парообразования в перегретой жидкости, и температура уменьшается. Следовательно, разность температур в середине труб меньше, чем на концах, что может привести к значительному снижению характеристик в вертикальных испарителях (как с короткими, так и с длинными трубами), а также испарителей типа «корзины». Для повышения концентрации растворов необходимо учитывать рост температуры кипения при увеличении концентрации.

Во всех испарителях имеются на выходе устройства для отделения пара от жидкости (см. § 3.5.4). Желательно унос жидкости из испарителя свести к минимуму, поскольку это приводит к потере продукта. Если пар должен быть использован для нагрева в следующем испарителе, то унос жидкости обычно становится причиной завывших отложений.

3.5.2. Типы испарителей

А. Горизонтальные испарители с кипением в межтрубном пространстве. Тип К по классификации ТЕМА (корпусной ребойлер) часто используется как паропроизводительная установка в ректификационных колоннах. Испаритель этого типа (рис. 1) может быть использован и как испаритель для повышения концентрации растворов при условии,

что отсутствует опасность образования накипи. Выходной патрубок для концентрата можно использовать для непрерывной очистки. Если испаряемая жидкость не содержит нерастворимых твердых компонентов, то к непрерывной очистке можно не прибегать, но должно быть предусмотрено дренажное отверстие на днище кожуха для периодической чистки.

Более простая конструкция представляет собой пучок погруженных в жидкость U-образных труб и заполняющих половину объема бака большого диаметра.

Дальнейшая информация о кипении на наружной поверхности труб приведена в разд. 3.6.

В. Вертикальные испарители с короткими трубами. На рис. 2 показан вертикальный испаритель с короткими трубами с кипением внутри труб и крыльчаткой для улучшения циркуляции жидкости через трубы. Длина труб не превышает 3 м, их внутренний диаметр 25—60 мм. Жидкость начинает кипеть почти вверху труб. При кристаллизации предпочтительнее обеспечить кипение за пределами труб, чтобы избежать отложений твердых частиц вверху труб.

Можно отказаться от применения крыльчатки и использовать естественную конвекцию. В этом случае поперечное сечение центральной циркуляционной трубы должно быть несколько больше, чем проходное сечение всех труб.

С. Испарители типа «корзины». Испаритель типа «корзины» представляет собой аппарат с вертикальными трубами с естественной конвекцией, но вместо центральной циркуляционной трубы (как в описанном выше вертикальном испарителе с короткими трубами) жидкость движется через кольцевой зазор между кожухом и выпарным аппаратом (рис. 3).

Площадь поперечного сечения кольцевого зазора должна быть больше, чем площадь сечения труб. Преимущества этого типа испарителя заключаются в том, что аппарат может быть извлечен для очистки и ремонта.

При использовании испарителей с естественной конвекцией для производства кристаллов важно быть уверенным в том, что скорость жидкости в трубах достаточно высока, чтобы обеспечить циркуляцию кристаллов до тех

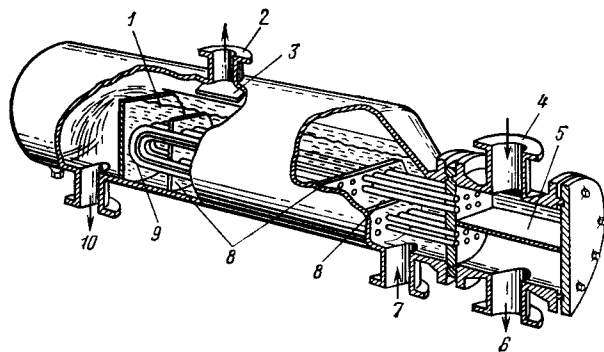


Рис. 1. Горизонтальный испаритель с кипением в межтрубном пространстве:

1 — перегородка; 2 — патрубок для выхода паров; 3 — перегородка-сепаратор; 4 — патрубок для подачи греющего пара; 5 — раздельная перегородка коллектора; 6 — патрубок для выхода греющего пара; 7 — патрубок для подачи выпариваемой жидкости; 8 — опорные перегородки; 9 — греющие трубы; 10 — патрубок для выхода концентрата

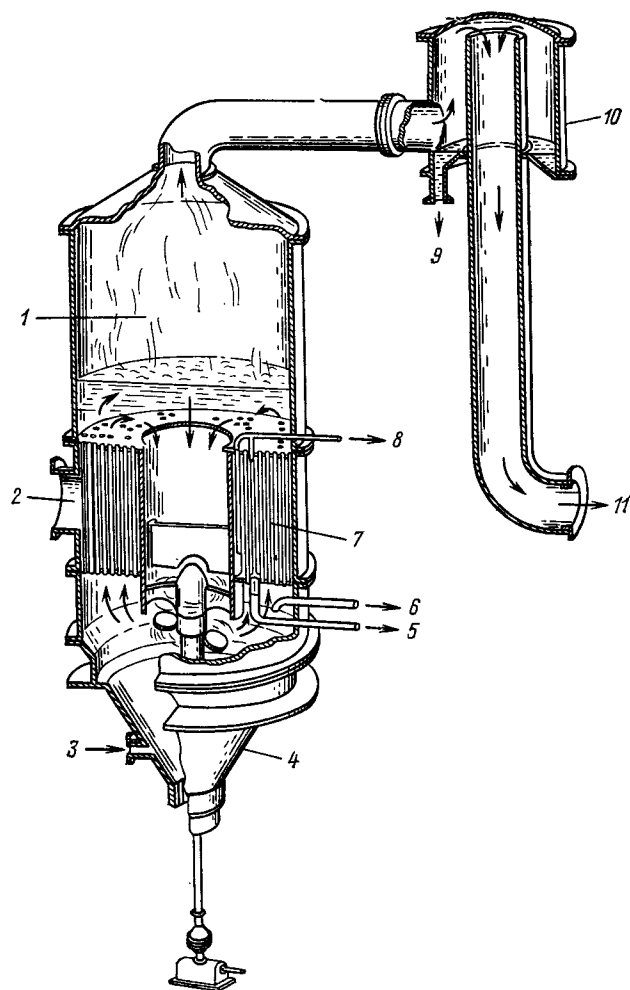


Рис. 2. Вертикальный испаритель с короткими трубами:

1 — парообразующее пространство; 2 — патрубок для подачи греющего пара; 3 — патрубок для подачи выпариваемой жидкости; 4 — нижняя крышка; 5 — отвод конденсата пара; 6 — трубка для сдувок; 7 — греющая камера; 8 — трубка для сдувок неконденсируемого газа; 9 — дренаж сепаратора; 10 — сепаратор; 11 — патрубок для отвода сухого пара

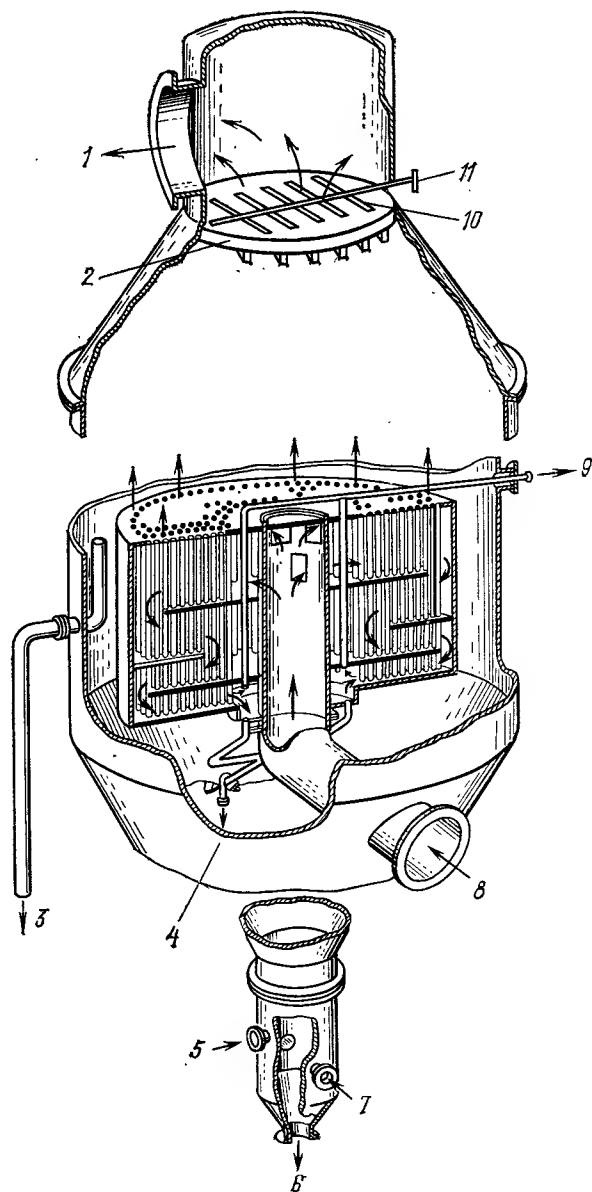


Рис. 3. Испаритель типа «корзины»:

1 — патрубок для выхода паров; 2 — насадка из металлической проволоки, закрепленной на решетке; 3, 5 — соединительный трубопровод и входной патрубок для обеспечения циркуляции испаряемой жидкости; 4 — патрубок для удаления конденсата; 6 — дренаж; 7 — подача выпариваемой жидкости; 8 — патрубок для подвода греющего пара; 9 — сдувка неконденсируемых газов; 10 — разбрызгиватель; 11 — подача охлаждающей воды

пор, пока они не достигнут до требуемых размеров. В испарителе, показанном на рис. 3, насыщенный раствор циркулирует через отстойник в днище кожуха с такой скоростью, при которой только большие кристаллы могут быть удалены через него, в то время как меньшие кристаллы продолжают циркулировать.

Во всех трех описанных выше типах испарителей важно обеспечить требуемую поверхность раздела между жидкостью и паром. Должен быть также обеспечен необходимый объем пространства над жидкостью, который должен быть таким, чтобы капли падали обратно в жидкость. Дополнительные сведения по этому вопросу содержатся в § 3.5.4, где также рассмотрены конструкции сепараторов. Они могут быть либо внешними (рис. 2), либо внутренними (рис. 3).

Д. Испаритель с вертикальными длинными трубами. Испарители с вертикальными длинными трубами аналогичны испарителям с короткими трубами. Диаметр труб такой же (или несколько меньше), но их длина составляет 6 м и более, а количество труб существенно меньше. Циркуляционная труба размещена снаружи. Циркуляция мо-

жет быть естественной, но в большинстве случаев — вынужденная (рис. 4). Вынужденная циркуляция обеспечивает более высокие расходы жидкости и, следовательно, больший температурный напор.

По сравнению с испарителями с короткими трубами в данных аппаратах более высокие коэффициенты теплоотдачи, но температура в зоне подогрева увеличивается быстрее из-за большего давления на входе. Это может привести к существенному снижению температурного напора.

Е. Испаритель с подъемной циркуляцией. Этот испаритель представляет собой испаритель с естественной цирку-

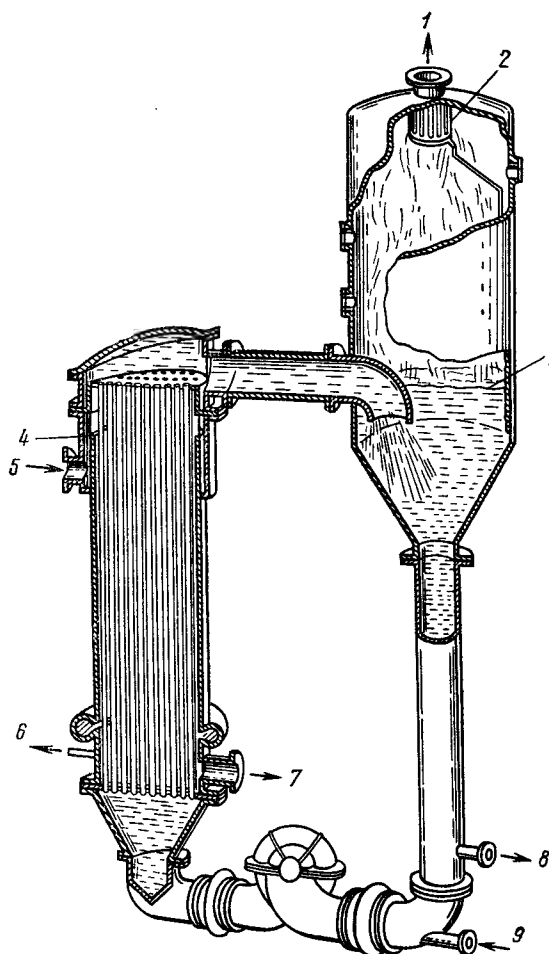


Рис. 4. Испаритель с вертикальными длинными трубами:
1 — отвод паров; 2 — сепаратор; 3 — уровень жидкости; 4 — паровой пояс; 5 — подача греющего пара; 6 — сдвук неконденсируемых газов; 7 — выход конденсата; 8 — патрубок для отвода концентрата; 9 — патрубок для подачи испаряемой жидкости

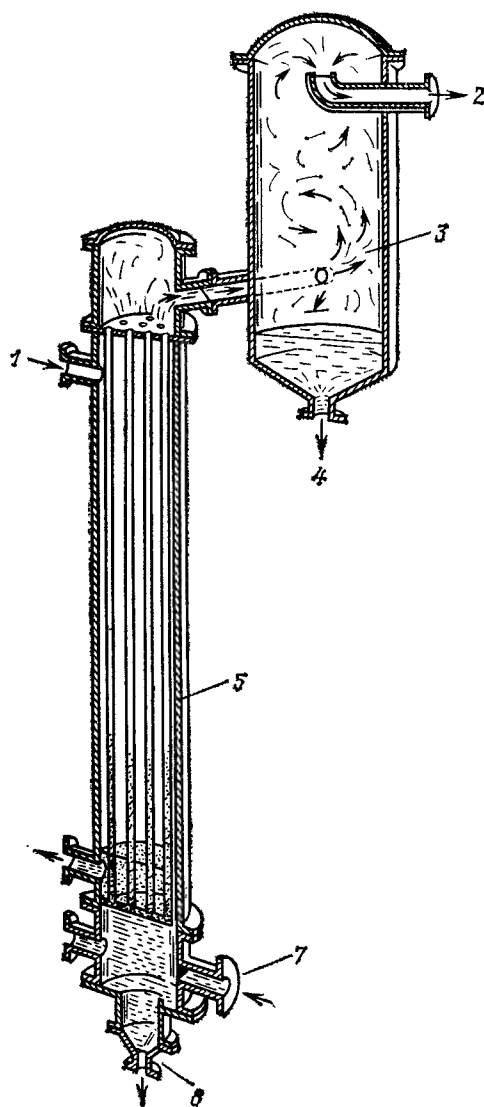


Рис. 5. Испаритель с подъемной циркуляцией:
1 — патрубок для подачи греющего пара; 2 — выход паров испаряемой жидкости; 3 — кетчер; 4 — патрубок для выхода концентрата; 5 — греющая камера; 6 — патрубок для выхода конденсата пара; 7 — подача испаряемой жидкости; 8 — дренаж

ляцией в длинных вертикальных трубах, который отличается от описанного выше тем, что входной коллектор для испаряемой жидкости расположен намного ниже. Таким образом, кипение начинается раньше, рост температуры и скорость циркуляции меньше, качество пара на выходе выше. По сравнению с испарителем с длинными вертикальными трубами в этом испарителе более высокий температурный напор и полнее реализуется преимущество длинных труб из-за увеличения коэффициента теплоотдачи при кипении, но больше вероятность образования накипи. Типичный испаритель с движущейся вверх жидкостью изображен на рис. 5.

Вариантом конструкции испарителя с движущейся вверх жидкостью является прямоточный парогенератор с вынужденным потоком, в котором испаряемая жидкость поступает снизу в вертикальные трубы и почти полностью испаряется по мере продвижения вверх по трубам.

Г. Испаритель с опускной циркуляцией. В таком испарителе жидкость подается в трубы сверху и стекает под действием гравитации в виде пленки по внутренней поверхности труб. Как правило, образующийся пар движется вверх (противоток с жидкостью). Когда температура ниже нормальной температуры кипения (но без вакуума), снизу может подаваться газ, который вместе с паром будет переме-

щаться вверх в противотоке с жидкостью. Этот тип испарителя изображен на рис. 6.

В испарителях с опускной циркуляцией жидкости весьма существенно иметь хорошее устройство для распределения жидкости равномерно по всем трубам. Простая перегородка, размещенная напротив входного патрубка, обеспечивает накопление жидкости непосредственно за перегородкой и в точке, диаметрально противоположной перегородке. С таким распределительным устройством в конструкциях с трубами, расположенными выше трубной доски, необходимо дать возможность потоку протекать через трубную доску без значительных потерь в верхнем коллекторе. Однако при выступающих над трубной доской трубах иногда предпочтительнее использовать распределительную трубу, через которую жидкость раздается по нескольким желобам, размещенным к ней под прямым углом,

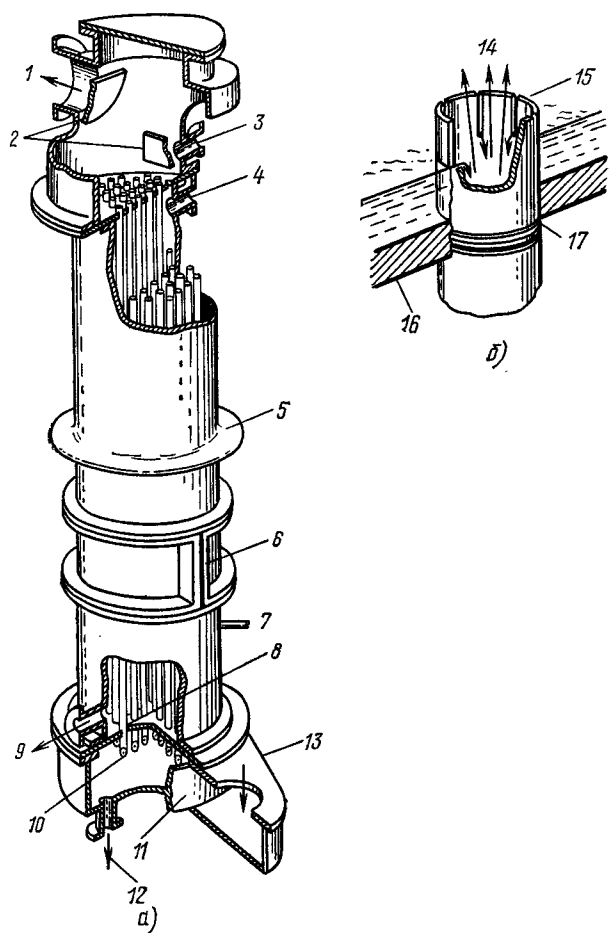


Рис. 6. Испаритель с опускной циркуляцией (а) и конструкция верхней трубной доски, обеспечивающая равномерное распределение уровня жидкости (б):

1 — вход воздуха и пара; 2 — перегородки; 3, 4 — вход испаряемой жидкости и греющего пара, соответственно; 5 — компенсатор термических расширений; 6 — разъем для обеспечения доступа при очистке; 7 — сдвуха; 8 — трубы, приваренные к трубной доске; 9 — выход конденсата пара; 10 — кромки труб с косым срезом; 11 — перегородка; 12 — выход концентрата; 13 — вход воздуха; 14 — выход воздуха и пара; 15 — прорезы в трубке; 16 — трубная доска; 17 — трубы

Чтобы получить хорошее распределение жидкости по периметру труб, необходимо в верхней части каждой трубы установить определенную втулку или, как показано на рис. 6, прорезать несколько отверстий в каждой трубе выше уровня трубной доски. При подаче газа снизу в трубы необходимо также обеспечить его равномерное распределение.

Весьма существенно, чтобы все распределительные отверстия по периметру труб были расположены на одном горизонтальном уровне. Но менее важно, чтобы трубы были прямыми и строго вертикальными в пределах отклонений, не превышающих небольшую часть диаметра трубы.

При противоположном направлении потока пара и газа по отношению к потоку жидкости скорость пара и газа не должна превышать скорость затопления труб (см. § 3.3.2).

Г. Испарители с кипением в горизонтальных трубах. Испарители с горизонтальными трубами представляют собой стандартные кожухотрубные теплообменники с конденсацией пара в межтрубном пространстве, выносной грею-

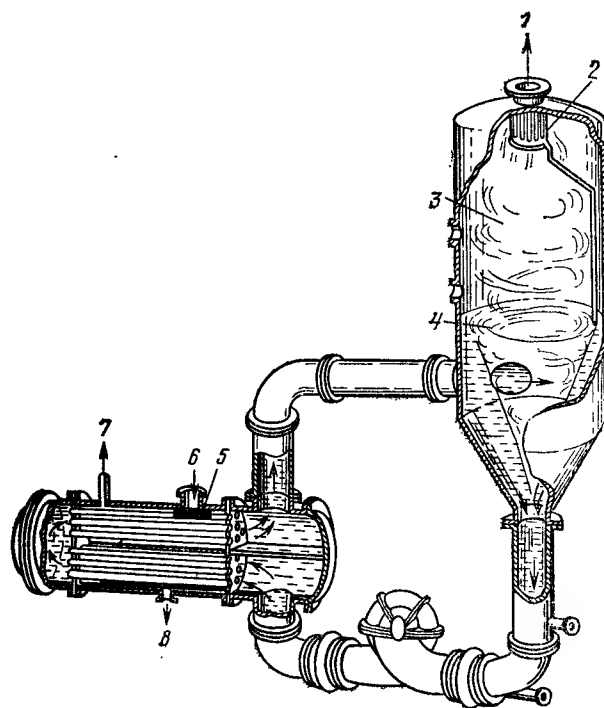


Рис. 7. Испаритель с кипением в горизонтальных трубах:

1 — выход паров испаряемой жидкости; 2 — сепаратор; 3 — паровое пространство; 4 — уровень жидкости; 5 — противударная пластина; 6 — подача греющего пара; 7 — сдвуха неконденсируемых газов; 8 — выход конденсата пара

щей камерой и кипением в трубах (рис. 7). Греющая камера может быть отсоединена для очистки или для замены обогреваемых труб. В такой конструкции вынужденная циркуляция необходима, и она должна быть достаточной для избежания высушивания верхней части труб.

Н. Пластиначатые испарители. Пластиначатые испарители (по конструкции испарительного бака, сепаратора и циркуляционного насоса) аналогичны в принципе испарителям с горизонтальными трубами, за исключением того, что вместо кожухотрубного теплообменника используется пластиначатый. В то же время пластиначатые испарители могут быть приспособлены к эксплуатации в условиях движения жидкости как вниз, так и вверх.

Преимущество пластиначатых нагревателей по сравнению с кожухотрубными заключается в меньшей стоимости (при одинаковой мощности), они в меньшей степени подвержены загрязнению и более доступны для очистки. Необходимо использовать подходящие материалы для уплотнений, чтобы обеспечить коррозионную стойкость и выдерживать заданные температуры горячей жидкости. Спиральные теплообменники и теплообменники с приваренными пластинами являются самыми эффективными из всех пластиначатых теплообменников, но последний из двух не может быть разобран для очистки.

3.5.3. Схемы подключения

В этом параграфе рассматриваются вопросы, связанные с экономией пара, которая может быть достигнута либо с помощью последовательного подключения нескольких испарителей, либо повторным сжатием. Более подробно об этом с приложением необходимых расчетов можно ознакомиться в работах [1, 2].

А. Многоступенчатое испарение. При многоступенчатом испарении получаемый на первой ступени пар использу-

ется как горячая жидкость для второй и т. д. Пар с последней ступени поступает в конденсатор. Таким образом, потребление пара в идеальном случае уменьшается во столько раз, сколько имеется ступеней. Для того чтобы обеспечить необходимую разность температур, каждый этап испарения должен происходить при более низком давлении, чем предыдущий. Следовательно, разность температур на каждой ступени испарения будет меньше, чем при испарении в один этап, и потребуются большая площадь поверхности теплообмена. Кроме того, действительное количество пара, получаемого на каждой ступени, несколько меньше, чем на предыдущей, поскольку отсутствует определенный дополнительный подогрев и теплота парообразования увеличивается при уменьшении давления. Оптимальное число ступеней испарения может быть определено сопоставлением стоимости сэкономленного топлива и дополнительных капитальных затрат.

На практике применяются три принципиальные схемы подключения аппаратов при многоступенчатом испарении. При прямой подаче жидкость и пар параллельно поступают от одной ступени испарения к другой. При обратной подаче жидкость и пар движутся в противотоке, и это вызывает необходимость в установке насоса для перекачивания жидкости между аппаратами, поскольку давление жидкости должно быть увеличено при переходе от одной ступени испарения к другой. При параллельной подаче испаряемая жидкость поступает в каждый испаритель. Таким образом, на каждом этапе испарения в испарители поступает жидкость с одинаковой концентрацией, но каждый последовательный испаритель работает при более низких температурах и давлении.

Прямая подача выгодна, когда в испаритель поступает горячая жидкость или установка насосов на промежуточных этапах вызывает затруднения. Обратная подача является наилучшей при поступлении холодной или вязкой жидкости либо когда имеет место заметное увеличение температуры кипения при увеличении концентрации.

При многоступенчатом испарении необходимо принимать во внимание следующее:

предварительный подогрев жидкости должен быть одинаков;

необходимо применять сепараторы (в противном случае капли жидкости, переносимые от одного испарителя к другому, станут причиной образования накипи на поверхности теплообмена в последующем аппарате);

пар, подаваемый во все, кроме первого, испарители, может содержать неконденсируемые газы. Это могут быть растворенные в жидкости и не выделенные в предыдущем аппарате (при давлении ниже атмосферного) подсосы воздуха в пар. Количество неконденсируемых газов должно поддерживаться минимальным, и они должны учитываться при расчетах теплопередачи, а после последнего испарителя должно быть предусмотрено их удаление; может оказаться необходимой система очистки жидкости во избежание высокой концентрации примесей в жидкости, подаваемой в последний испаритель;

особое внимание должно быть уделено точкам отбора и подачи жидкости.

В. Повторное сжатие пара. Наиболее простой способ экономии пара заключается в применении многоступенчатого испарения, но в странах, в которых много гидроэлектростанций, как наиболее экономичный способ повторного использования пара применяется механическое сжатие пара. Кроме того, повторное сжатие пара может быть предпочтительное при испарении в узком температурном интервале, что приводит к ограничению числа аппаратов, которые могут быть использованы при многоступенчатом испарении, или при наличии пара с давлением, значительно большим, чем требуется для нагрева (как в случае применения пара после расширения в турбокомпрессоре). Вместо механического сжатия могут быть использованы инжекторы пара.

3.5.4. Особенности конструкции

А. Парообразующее пространство. Если источником теплоты является пар, конденсирующийся в межтрубном пространстве, для защиты труб от эрозии за входным патрубком должна быть установлена противоударная пластина (см. рис. 7, § 3.5.2). В то же время пар может подаваться через паровую камеру (см. рис. 4, § 3.5.2). В этом случае кожух полностью заполнен трубами, тогда как при использовании противоударных пластин часть труб в районе входного патрубка должна быть удалена во избежание чрезмерных местных потерь давления.

Сегментные перегородки устанавливаются под кожухом для поддержки труб и обеспечения равномерного распределения скорости. При конденсации чистого пара высокая скорость приводит к малому увеличению теплопередачи, но она способствует удалению воздуха из межтрубного пространства в момент запуска. Если в паре присутствует газ, то шаг размещения перегородок должен уменьшаться по ходу движения пара, как это показано на рис. 3, § 3.5.2).

Основная функция перегородок заключается в поддержке труб и в защите от возможной вибрации. Это особенно важно на входе пара.

В. Сепараторы. Сепарация пара на выходе из испарителя может быть осуществлена в свободном пространстве над уровнем жидкости или в отдельном аппарате. В некоторых случаях необходимо и то, и другое. Наиболее распространенные типы сепараторов показаны на рис. 1—7, § 3.5.2, но необходимо подчеркнуть, что каждый сепаратор может быть использован с другим типом испарителя, отличным от того, с которым он изображен.

В горизонтальных испарителях с кипением в объеме (см. рис. 1, § 3.5.2) свободное пространство должно быть, по крайней мере, на 250 мм выше уровня жидкости. Значительно больший объем используется в больших испарителях с вертикальными трубами, как это можно видеть на рис. 2—4, § 3.5.2. Этот вопрос был рассмотрен в [3] для морских опреснительных установок. Из этих экспериментальных данных была получена грубая оценка минимальной площади поверхности раздела фаз, при которой возникает унос жидкости:

$$A_i > 0,8 \dot{M} / \sqrt{\rho_g}, \quad (1)$$

где A_i — площадь поверхности раздела фаз; $\dot{M}$ — расход пара, кг/с; ρ_g — плотность пара, кг/м³.

Простейший тип сепаратора представляет собой перегородку, размещенную напротив выходного отверстия для пара (см. рис. 1, 6, § 3.5.2). Противоударные пластинчатые сепараторы, изображенные на рис. 4, 7, § 3.5.2, состоят из двух параллельных пластин с прорезями, соединенных друг с другом. Щели в пластинах повернуты относительно друг друга.

Паровые сепараторы с тангенциальным входом показаны на рис. 5, 7, § 3.5.2. Если требуется высокая эффективность сепарации, то перед входом в отводящую трубу для пара устанавливается сепаратор из проволоочной сетки (см. рис. 3, § 3.5.2). Толщина такого сепаратора должна быть 100 мм. Он состоит из слоев переплетенной металлической проволоки. Сепаратор должен быть расположен выше зоны естественного выпадения капель, и можно рекомендовать размещение над ним разбрызгивателей для промывки. Площадь поперечного сечения должна удовлетворять условию

$$A_p > 0,3 \dot{M} / \sqrt{\rho_g}. \quad (2)$$

При минимальной площади поперечного сечения, соответствующей (2), потери давления на сепараторе приблизительно равны 250 Н/м^2 . При большей площади потери уменьшаются обратно пропорционально A_p^2 .

С. Конденсаторы. Пар после последней ступени испарения обычно направляется в конденсатор. Наиболее экономичен оросительный конденсатор с прямым контактом [4]. Пар поступает в камеру, содержащую несколько разбрызгивателей, расположенных по кругу. Важно использовать разбрызгиватели, в которых образуются достаточно мелкие капли и не растекаются по стенкам камеры.

Если конденсат не должен загрязняться, то необходимо использовать поверхностные конденсаторы. Охлаждающим теплоносителем может быть вода, воздух и т. д. Проектирование кожухотрубных конденсаторов рассмотрено в разд. 3.4.

Всегда необходимо иметь вентиль на конденсаторе, через который могут быть удалены газы и несконденсированный пар.

Д. Пароохладители. Можно рекомендовать установку пароохладителя в подводящем паропроводе таким образом, чтобы уменьшить перегрев прямым впрыскиванием воды. Это не влияет на расчетные характеристики, поскольку они определяются температурой насыщения пара, которая зависит только от давления (см. § 3.5.5). Однако высокая степень перегрева может привести к чрезмерному разогреву кожуха, к завышенным отложениям в области входа пара, обусловленным более высокими тепловыми потоками, связанными с горячей сухой стенкой или с коррозией труб вблизи входного патрубка для пара из-за более высокой температуры стенки. Так как эти проблемы трудно решить и так как пароохладители не очень дорогие, они часто устанавливаются, даже когда есть сомнения в их необходимости.

Раздел 3.6

КОЖУХОТРУБНЫЕ ПАРОГЕНЕРАТОРЫ (РЕБОЙЛЕРЫ)

Пален

3.6.1. Введение

А. Общие положения. Теплообменники с кипящей средой часто применяются в технологических процессах для снабжения паром ректификационных колонн для разделения компонентов химических смесей. Предназначенные для этого теплообменники называются ребойлерами. Большинство промышленных ребойлеров имеет кожухотрубную конструкцию. В зависимости от требований кипение может происходить либо в межтрубном пространстве, либо в трубах. Нагревающей средой обычно является водяной пар, но могут быть также использованы другие теплоносители в жидком или газообразном состоянии. Паропроизводительность ребойлеров существенно зависит от разности температур, так как от нее сильно зависят коэффициенты теплоотдачи.

В случаях, когда можно получить необходимую разность температур ΔT в процессе эксплуатации, при расчетах допустимо применять очень грубые приближения, так как паропроизводительность легко может быть доведена до требуемого уровня изменением ΔT . Однако стремление к более эффективному использованию энергии приводит к аппаратам с более низким ΔT и к меньшей гибкости в управлении ребойлером с помощью нагревающей среды.

3.5.5. Оценка коэффициентов теплоотдачи и потерь давления

Коэффициент теплопередачи и представляет собой сумму термических сопротивлений кипящей жидкости, отложений на поверхности со стороны кипящей жидкости, стенок труб, отложений со стороны греющей жидкости.

Каждое сопротивление определяется соответствующими коэффициентами теплоотдачи, которые, если в этом есть необходимость, приводятся к одинаковой, как правило, наружной поверхности. Оценки коэффициентов теплоотдачи со стороны греющей жидкости приведены в § 2.5.1, 2.5.3, 2.6.2, т. 1, при пузырьковом кипении — в § 2.7.2 — 2.7.6, т. 1; потерь давления в двухфазных потоках — в § 2.3.2, т. 1.

Критический тепловой поток. Кризисные явления при кипении (кризис теплоотдачи) сопровождается падением коэффициента теплоотдачи и, возможно, увеличением отложений. Поэтому важно знать, наступит ли такой кризис, и если да, то в каком месте. Кризис теплоотдачи при кипении в вертикальных трубах возникает очень неожиданно (см. § 2.7.3, т. 1). Внутри горизонтальных труб кризис наступает постепенно, поскольку трубы вверх поочередно высушиваются и смачиваются волнами жидкости (см. § 2.7.4, т. 1). При кипении в межтрубном пространстве максимальный тепловой поток меньше, чем для одиночной трубы, так как трубы вверх пучка плохо омываются жидкостью (см. § 3.6.2).

Пленочный режим кипения. По окончании кризисных явлений вся жидкость переходит в пар и значения коэффициентов теплоотдачи имеют тот же порядок, что и значения коэффициентов теплоотдачи для пара только в однофазном потоке. Пар становится перегретым из-за существенного снижения разности температур (см. разд. 2.7, т. 1). Единственным типом испарителя, в котором такой режим кипения допустим, является прямоточный испаритель.

Это вызывает необходимость лучшего выбора конструкции ребойлеров, намного более точного определения размеров поверхности теплообмена и более тщательного анализа предполагаемых характеристик. Кроме того, даже при вполне достижимых значениях ΔT характеристики ребойлера зависят от критических тепловых потоков, при превышении значений которых наступает пленочный режим кипения. Из-за сложности процесса кипения для всестороннего расчета аппарата требуются весьма громоздкие расчеты и использование ЭВМ широко применяется по крайней мере для расчетов режимов, близких к критическим.

Коэффициенты теплоотдачи при кипении резко убывают при уменьшении ΔT . Тенденция к уменьшению ΔT привела к использованию и дальнейшему изучению различных типов развитых поверхностей, которые обеспечивают большую поверхность и (или) большее число центров парообразования при низком значении ΔT . Применение некоторых из таких поверхностей описано ниже. Одной из практически неисследованных проблем, связанных с применением развитых поверхностей и проектированием ребойлеров в целом, является исследование влияния отложений.

Из-за высоких значений коэффициентов теплоотда-

чи в ребойлерах термические сопротивления отложений могут внести весьма ощутимый вклад в общий коэффициент теплопередачи.

Расчет сопротивления отложений часто выполнялся лишь для контроля надежности [1]. Если возникают предельно высокие значения сопротивления отложений, это означает, что проектировщик должен исследовать другую конструкцию ребойлера с более высокими скоростями или более низкими температурами поверхностей.

Для разработки удовлетворительных методов расчета ребойлеров ранее было недостаточно данных в литературе по многотрубным аппаратам. Только в нескольких статьях (например, [2—4]) были опубликованы результаты исследования реальных процессов в ребойлерах.

В [5, 6] представлены общие принципы эксплуатации ребойлеров, которые были разработаны на основе всестороннего анализа данных, полученных на промышленных установках. Представленные в этих обзорных работах результаты и рекомендуемые методы являются обобщением опыта эксплуатации.

В. Типы и критерии выбора Типы ребойлеров могут быть разделены на две категории: с поперечным и продольным потоком. Во всех ребойлерах с поперечным потоком кипение протекает в межтрубном пространстве. Наиболее распространенными видами этих ребойлеров являются камерные, устанавливаемые внутри колонн, и термосифонные. В ребойлерах с продольным потоком жидкость протекает вдоль оси труб. Наиболее распространенным видом является вертикальный термосифон. Если естественной циркуляции в термосифоне недостаточно, то используются насосы для подпитки. Такой аппарат называется ребойлером с вынужденной циркуляцией и может быть вертикальным или горизонтальным. Обычно как в вертикальном, так и в горизонтальном ребойлере с вынужденной циркуляцией кипение происходит в трубах, но в специальных аппаратах кипение может быть и в межтрубном пространстве. Ниже приведены описание различных типов ребойлеров и их преимущества и недостатки.

Камерные ребойлеры (рис. 1) характеризуются удлиненным кожухом, в котором может быть осуществлено разделение жидкой и паровой фаз. Уровень жидкости обычно устанавливается вертикальной перегородкой над верхним рядом пучка труб. Жидкость, перетекающая через перегородку, удаляется дренажной системой ректификационной колонны. Пучок труб состоит из U-образных труб, могут быть также использованы многоходовые пучки труб с подвижной трубной доской.

Характеристики камерных ребойлеров мало зависят от гидродинамики потока. Проблема расчета потерь давления в двухфазном потоке отсутствует. Это означает самую высокую надежность при работе под глубоким ваку-

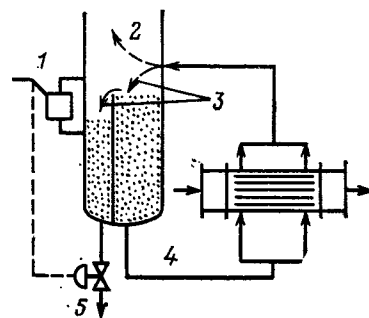


Рис. 3. Схема горизонтального термосифонного ребойлера [32]: 1 — уровнемер; 2 — пар; 3 — жидкость; 4 — питательная жидкость; 5 — дренаж

умом и около критической области давлений, когда расчет гидродинамики наиболее труден. Соответствующим увеличением шага в пучке труб можно достичь очень высоких тепловых потоков, а при низких ΔT — хороших динамических характеристик. Могут быть использованы трубы с низкими ребрами и другие развитые поверхности.

Недостатками камерных ребойлеров являются значительное скопление грязи на днище кожуха и затрудненная по сравнению с другими типами ребойлеров очистка. Из-за общего выпаривания нелетучие компоненты имеют тенденцию к накоплению под кожухом, если в днище не установлены соответствующие отводные устройства. Накопление нелетучих компонентов может стать серьезной проблемой, даже если поток вдоль днища содержит малое количество компонентов, способствующих загрязнению и коррозии. Вследствие перемешивания потока в межтрубном пространстве очень трудно точно вычислить профиль температур при кипении жидкостей с широким интервалом температур кипения. Самый надежный приближением является расчет эффективной ΔT по температуре пара, что приводит к завышению размеров поверхности теплообмена для жидкостей с широким интервалом температур кипения при низких ΔT . Кожух завышенных размеров имеет большую стоимость и часто не обеспечивает никаких преимуществ.

Камерные ребойлеры лучше всего применять при низком давлении для чистых жидкостей с узким температурным интервалом кипения при очень малом или большом значении ΔT и в околокритической области давлений, когда стоимость кожуха не играет существенной роли, а очень важна надежность эксплуатации.

Рейберы, размещенные внутри ректификационных колонн, аналогичны камерным, за исключением того, что пучок труб вставлен непосредственно в нижний резервуар ректификационной колонны (рис. 2). Преимущества такие же, как и у камерных, причем гидродинамические проблемы имеют даже меньшее значение. Эти аппараты обладают наименьшей стоимостью по сравнению с другими типами, поскольку отсутствуют кожух и соединительные трубопроводы. Недостатки те же, что и у камерных ребойлеров, за исключением того, что отсутствуют проблемы с завышением размеров кожуха, но при этом теплообменная поверхность, которая может быть установлена внутри колонны, ограничена. Наиболее эффективны в тех же условиях камерные ребойлеры.

Горизонтальные термосифонные ребойлеры (рис. 3) обычно имеют кожухи класса X, G или H (классификация ТЕМА), хотя иногда используются кожухи класса E. Кипение жидкости происходит в межтрубном пространстве. Жидкость в виде двухфазной смеси поступает через выходные трубы в колонну. Движущая сила для циркуляции обеспечивается за счет разности плотностей жидкости в резервуаре колонны и двухфазной смеси в ребойлере и в выходном трубопроводе. Нагревающая жидкость проте-

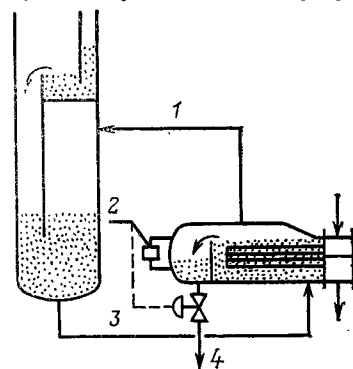


Рис. 1. Схема камерного ребойлера [32]: 1 — пар; 2 — уровнемер; 3 — питательная жидкость; 4 — дренаж

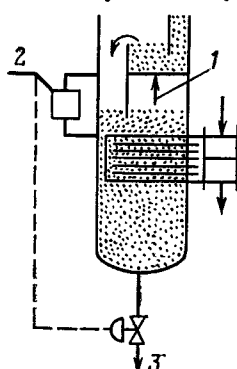


Рис. 2. Схема ребойлера внутри ректификационной колонны [32]: 1 — пар; 2 — уровнемер; 3 — дренаж

кает по трубам, и поток в них может быть одноходовым или многоходовым.

К преимуществам можно отнести более высокую скорость циркуляции, благодаря которой эффективная ΔT в большей степени приемлема в расчетах для смесей с определенным интервалом температур кипения, чем в расчетах камерных ребойлеров. Большая скорость и меньшее паросодержание на выходе способствуют снижению накопления нежелательных остаточных компонентов в ребойлере, и существует тенденция к уменьшению возможных отложений. Относительно хорошие характеристики ожидаются для вязких жидкостей вследствие высоких сдвиговых напряжений и турбулентного перемешивания. Из-за горизонтальной ориентации и возможностей контроля уровня жидкости для обеспечения циркуляции требуется относительно невысокий статический гидравлический напор.

К недостаткам следует отнести образование отложений под кожухом, которые трудно поддаются очистке. Возможно также возникновение паровых прослоек между жидкостью и теплообменной поверхностью при высоких тепловых потоках, которые являются следствием наличия перегородок и опор для труб. Для обеспечения хорошего распределения потока в больших аппаратах требуется много входных патрубков и дорогих коммуникационных труб. Максимальное значение теплового потока может быть ограничено образованием паровых прослоек или условиями устойчивости потока, но в настоящее время не имеется проверенных экспериментально соотношений для оценок. Гидродинамика в таких аппаратах мало изучена, и могут возникнуть определенные затруднения при работе под вакуумом и при очень высоком давлении.

Эти аппараты имеют наилучшие характеристики при использовании жидкостей с некоторым температурным интервалом кипения при умеренных давлениях с низкими и средними значениями скоростей, обеспечивающих минимум отложений, при низких значениях гидростатического напора и умеренных ΔT . Эти ребойлеры не должны применяться при больших тепловых потоках, если отсутствуют соответствующие экспериментальные данные.

В вертикальных термосифонных ребойлерах с кипением в трубах (рис. 4) нагревающая среда протекает под кожухом класса Е (ТЕМА). Двухфазный поток через соединительный трубопровод поступает в колонну с высокой скоростью. Из-за этого в соединительном трубопроводе диаметр труб должен быть больше, чем обычно используется в теплообменниках с кожухом класса Е, и эти трубы должны быть по возможности короткими. Площадь проходного сечения труб, соединяющих ребойлер с колонной, должна быть, по крайней мере, такой же, как и общая площадь проходного сечения труб, если не выполнены тщательные расчеты, гарантирующие, что потери давления в соединительных трубах на 30% меньше общих. Опыт показывает, что характеристики аппарата зависят не столько от конфигурации соединительного трубопровода, сколько от проходного сечения. Движущий напор для потока обеспечивается уровнем жидкости в колонне, который устанавливается обычно на отметке верхней трубной доски. При работе под вакуумом некоторые преимущества дают уровни жидкости, составляющие примерно 0,5–0,8 длины труб. В этом случае уменьшается переохлаждение жидкости, поступающей в ребойлер. Иногда используются отверстия или клапаны во входных трубах для уменьшения возможной неустойчивости циркуляции, которая может возникнуть при низком давлении и высоком тепловом потоке. Для обеспечения наилучших эксплуатационных характеристик паросодержание на выходе из ребойлера должно быть в интервале 0,1–0,35 для углеводородов и 0,02–0,1 для воды и водных растворов. Наружный диаметр (при обычной толщине стенок) должен быть более 25 мм при работе на низком давлении и с жидкостями с широким температурным интервалом кипения, но может быть уменьшен до 19 мм при высоком давлении и с жидкостями с уз-

ким температурным интервалом кипения. В прошлом оптимальной считалась длина труб 3,7 м или меньшая, но в настоящее время известны случаи успешной эксплуатации аппаратов с трубами длиной до 6 м. При использовании длинных труб необходим надежный расчет циркуляции, обеспечивающей отсутствие кризисов кипения.

Преимущество вертикального термосифонного ребойлера заключается (если он удачно спроектирован) в уменьшении отложений в результате высокой скорости и относительно высоких коэффициентах теплоотдачи, благодаря которым снижается температура теплообменной поверхности. Так как эти отложения возникают в трубах, они относительно легко могут быть удалены. Однако вертикальная ориентация может стать причиной некоторых неудобств при эксплуатации. Кожухи класса Е (ТЕМА) относительно недорогие, так же как соединительные трубы, если их длина невелика.

Профиль температур выгоден для смесей с широким температурным интервалом кипения, поскольку возможно применение противотока. Для смесей с узким температурным интервалом кипения может быть использован прямоток, при котором обеспечивается высокое парообразование внизу труб и улучшается циркуляция.

Из-за простой схемы течения распределение двухфазного потока вызывает меньше трудностей, чем в горизонтальных термосифонных ребойлерах с кипением в межтрубном пространстве.

Недостатками этих аппаратов является то, что на их характеристики очень влияют условия эксплуатации и трудно разработать подходящую конструкцию при работе под вакуумом, при высоком давлении (вблизи критического) и для смесей с широким температурным интервалом кипения и большой вязкостью в жидком состоянии. В таких случаях, если нет надежных программ для расчета, лучше использовать камерные ребойлеры, которые менее зависят от гидродинамических характеристик. Максимальный тепловой поток обычно меньше, чем в камерных ребойлерах, и его определение более сложно, так что проектировать эти аппараты с большими тепловыми потоками весьма рискованно. При низком значении тепловых потоков может оказаться, что не обеспечивается хорошая циркуляция. Из этих соображений и вследствие перемещения вверх точки кипения из-за большого гидростатического напора эти аппараты неэффективны при работе в условиях с очень низкими значениями ΔT .

Самой лучшей областью применения являются случаи работы с одноконтентными веществами и со смесями с узким и умеренным температурным интервалом кипения при тенденции к образованию отложений, при умеренном давлении (неглубокий вакуум и неоклокритическая область) и ΔT .

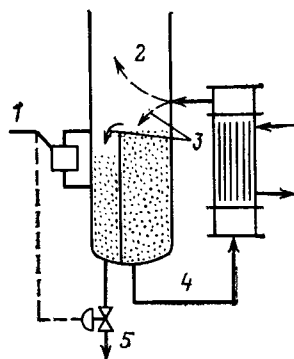


Рис. 4. Схема вертикального термосифонного ребойлера с кипением в трубах [32] (обозначения те же, что и на рис. 3)

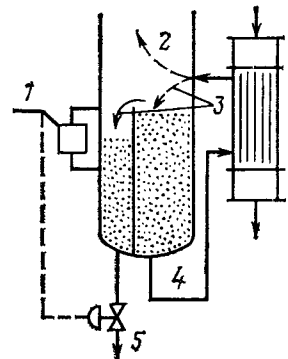


Рис. 5. Схема вертикального термосифонного ребойлера с кипением в межтрубном пространстве [32] (обозначения те же, что и на рис. 3)

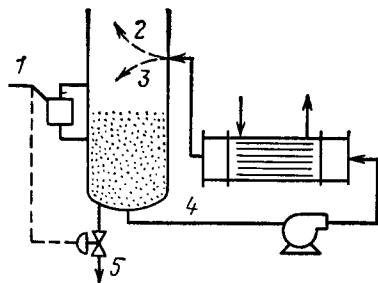


Рис. 6. Схема ребойлера с вынужденной циркуляцией [32] (обозначения те же, что и на рис. 3)

Вертикальные термосифонные ребойлеры с кипением в межтрубном пространстве аналогичны вертикальным с кипением в трубах, но процесс кипения осуществляется в межтрубном пространстве (рис. 5), где должны быть предусмотрены перегородки, которые обеспечивают (насколько это возможно) продольную ориентацию потока и минимальные потери. Для предотвращения вибрации рекомендуются использовать трехсегментные перегородки или дистанционирующие решетки.

Такие ребойлеры могут использоваться в специальных случаях, когда желательно применять принцип термосифона, но неэкономично размещать греющую среду под кожухом.

К недостаткам следует отнести необходимость решения проблемы распределения потока кипящего теплоносителя таким образом, чтобы не возникало застойных зон или областей рециркуляции, в которых могут накапливаться либо пар, либо компоненты с высокой температурой кипения. Если не предусмотрено равномерное распределение двухфазной смеси, протекающей с высокой скоростью до трубной доски, то это может стать причиной серьезных проблем на верхней плоскости трубной доски.

Наилучшей областью применения является использование этих ребойлеров для выпаривания однокомпонентных веществ при умеренных давлении и ΔT , когда греющая среда должна быть размещена в трубах.

Рейберы с вынужденной циркуляцией (рис. 6) могут быть в вертикальном или горизонтальном исполнении с кипением, как правило, в трубах. Циркуляция обеспечивается мощным насосом и может быть прекращена полностью с помощью клапанов в соединительном трубопроводе. Испарение достигает обычно менее 1%.

Эти ребойлеры иногда обеспечивают единственный экономичный способ осуществления кипения сильно загрязненных вязких жидкостей. Отложения могут быть сведены к минимуму, если поддерживается достаточно высокая скорость (5—6 м/с) и испарение достаточно мало.

К недостаткам следует отнести высокую стоимость насоса и большое потребление энергии для обеспечения циркуляции при высокой скорости.

3.6.2. Тепловой расчет

А. Камерные и горизонтальные термосифонные ребойлеры. В камерных ребойлерах, устанавливаемых внутри колонн, процессы теплопередачи такие же, как и в горизонтальных термосифонных ребойлерах. В них теплота передается к испаряющейся двухфазной смеси, проникающей через пучок труб. В камерных ребойлерах конвективная циркуляция происходит в удлиненном кожухе при движении пара, главным образом, вверх. В термосифонных ребойлерах двухфазная смесь удаляется из ребойлера и циркуляция осуществляется через внешний соединительный трубопровод и резервуар колонны.

Пузырьковое кипение на одиночной трубе. Механизм пузырькового кипения оказывает значительное влияние

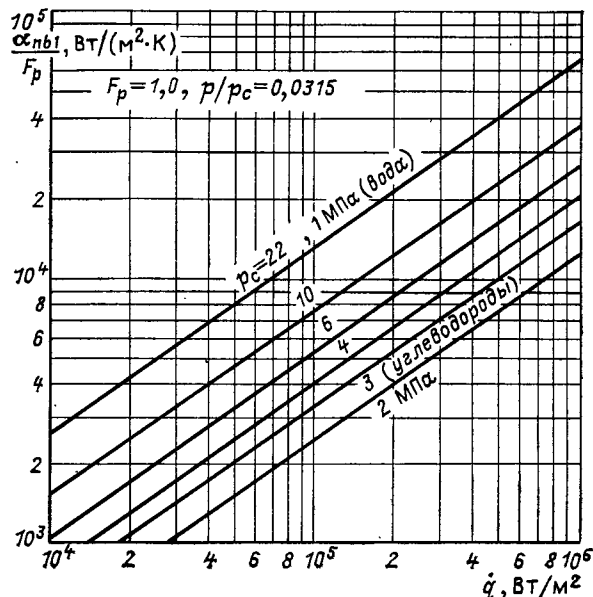


Рис. 1. Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении воды [см. (3)]

на характеристики камерных и термосифонных ребойлеров, поэтому корреляционные соотношения для расчета теплообмена при пузырьковом кипении на одиночных трубах являются необходимыми (но недостаточными) компонентами процесса проектирования. Более подробно теория пузырькового кипения изложена в § 2.7.2, т. 1.

Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении может быть представлен соотношениями двух типов, каждое из которых удобно для различных расчетов:

$$\alpha_{nb} = c_1 (\Delta T_b)^{m_1}; \quad (1)$$

$$\alpha_{nb} = c_2 (\dot{q})^{m_2}. \quad (2)$$

Как правило, для обычных промышленных труб с неразвитой поверхностью значение m_1 находится в пределах от 2 до 3. Так как

$$q = \alpha \Delta T, \quad (3)$$

соответствующее значение m_2 имеет пределы от 2/3 до 3/4. Как следует из большого числа публикаций, α пропорционально $(\dot{q})^{0,7}$.

Для обобщения данных большого числа чистых жидкостей было найдено простое корреляционное соотношение [5, 7], которое было скорректировано в [8]. Результаты обобщения приведены на рис. 1 и описываются уравнением

$$\alpha_{nb1} = 0,00417 p_c^{0,69} \dot{q}^{0,7} F_p, \quad (4)$$

где α_{nb1} — коэффициент теплоотдачи при кипении на одиночной трубе, Вт/(м²·К); p_c — критическое давление, кПа; $\dot{q}$ — тепловой поток, Вт/м²; F_p — корректирующий фактор для учета давления.

Функция F_p в [8] представлена в виде эмпирической полиномиальной кривой как результат обобщения большого числа данных в диапазоне давлений от глубокого вакуума до околокритического давления [см. (12), § 2.7.2, т. 1].

Однако разброс данных в околокритической области давлений достаточно велик, и неопределенность в этой области может быть слишком большой для разработки надежных методов расчета. Сравнение общих методов, предложенных в этом разделе, с опытными данными по эксплуатации промышленных установок [2] показывает,

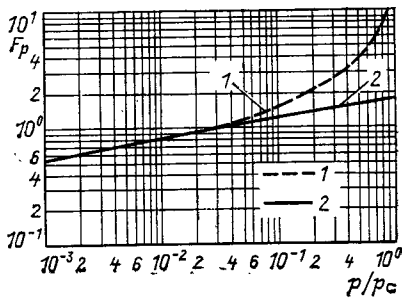


Рис. 2. Поправочный коэффициент для учета давления при пузырьковом кипении [см. (4)]:

1 — данные для одиночной трубы; 2 — данные, рекомендуемые для пучков труб

что лучше описание процесса достигается, если в (12), § 2.7.2, т. 1, опущены второй и третий члены. Ввиду этого рекомендуется для камерных и термосифонных ребойлеров использовать в соотношении (4) упрощенное выражение для F_p , которое представлено на рис. 2:

$$F_p = 1,8 (p/p_c)^{0,17}. \quad (5)$$

По желанию проектировщика соотношение (4) может быть заменено другим корреляционным уравнением для пузырькового кипения на одиночной трубе, которое также приведено в § 2.7.2. Перечень соотношений для отдельных жидкостей содержится в [9].

Влияние конвекции в пучке труб. Вследствие наличия окружающих труб эффективная скорость двухфазного потока в месте размещения любой выбранной трубы будет больше, а эффективная толщина пленки жидкости меньше, чем для одиночной трубы. Следовательно, коэффициент теплоотдачи в пучке труб часто может быть значительно выше, чем при кипении на одиночной трубе для идентичных условий. Это показано в работах [10—12, 5] и др. Более подробно об этом можно узнать в § 2.7.2. Влияние естественной циркуляции и, следовательно, эффективной скорости пара очень трудно поддается определению, в особенности для камерных ребойлеров, в которых циркуляция полностью протекает под кожухом. Расчетные соотношения для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении, учитывающие влияние конвекции, записываются в виде

$$\alpha_b = \alpha_{nb} F_b F_c + \alpha_{nc}. \quad (6)$$

Множитель F_b зависит от конфигурации пучка труб и находится в пределах от 2 до 3 для больших пучков. Однако при отсутствии специальных данных рекомендуются применять значения F_b равным 1,5. Это позволяет получить вполне приемлемые результаты с некоторым запасом, но является не более как эмпирическим правилом (см., например, [15]). При особых случаях низких значений ΔT , которые встречаются в испарителях холодильных установок, F_b может быть даже более 3. Более подробные рекомендации приведены в § 2.7.5, т. 1, и ими следует руководствоваться. Множитель F_c учитывает влияние наличия нескольких компонентов и для однокомпонентных веществ равен 1.

Коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции жидкой фазы в пучке α_{nc} приблизительно равен 250 Вт/(м²·К) для углеводородов и 1000 Вт/(м²·К) для воды. Этот коэффициент не вносит существенного вклада в коэффициент теплопередачи, за исключением случаев с низкими значениями ΔT ($\Delta T_b < 4$ К). При необходимости в большей точности используются рекомендации работы [14].

Влияние конвекции под действием внешних сил. Для горизонтальных термосифонных ребойлеров скорость циркуляции может быть найдена из равенства статического напора и потерь на трение в ребойлере и соединительном

трубопроводе. Если потери давления на трение в двухфазном потоке известны, конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи при кипении может быть определена в соответствии с [13]:

$$\alpha_{cb} = (\Delta p_{tfl} / \Delta p_l)^{m_3} \alpha_l. \quad (7)$$

Коэффициент α_l рассчитывается как коэффициент теплоотдачи при конвекции только жидкой фазы в идеальном пучке. Значение m_3 находится в пределах 0,4—0,5, и среднее значение 0,45 может быть использовано в качестве приближенного.

В настоящее время рекомендации по расчету горизонтальных термосифонных ребойлеров сводятся к расчету α_{cb} по (7), а α_b по (5) и выбору более высоких значений при проектировании. Еще лучшие результаты могут быть получены при использовании α_b как для горизонтальных термосифонных ребойлеров, так и для камерных.

Смеси. В настоящее время хорошо известно, что коэффициенты теплоотдачи при кипении смесей могут быть намного меньше, чем при кипении отдельных компонентов. Качественный анализ этого эффекта приведен в [5], а подробный анализ литературы содержится в § 2.7.6, т. 1. Для многих специфических бинарных смесей могут быть получены и количественные оценки, приведенные в § 2.7.6. Для большинства технологических жидкостей (с числом компонентов более двух) необходим, вообще говоря, более серьезный анализ. Было обнаружено, что приближенное соотношение, полученное в [14], позволяет получить лучшие результаты по сравнению с данными, приведенными в [5]. Это соотношение приведено на рис. 3 и имеет вид

$$F_c = \exp [-0,027 BR], \quad (8)$$

где F_c — множитель в (6), учитывающий наличие нескольких компонентов; BR — разность между точкой росы и температурой пузырьков, К; при $F_c < 0,1$ принимается, что $F_c = 0,1$.

Хотя были разработаны и более совершенные методы расчета, уравнение (8) рекомендуется для многокомпонентных смесей как вполне приемлемое приближение. Следует отметить, что процесс теплоотдачи при кипении смесей с широким интервалом температур кипения в настоящее время исследован лишь в малой степени и следует в критических случаях иметь при расчетах некоторый запас.

В прошлом коэффициенты теплоотдачи при кипении смесей углеводородов принимались постоянными. В [15] предложено при $\Delta T_b > 4,5$ К принимать α_b примерно равным 1700 Вт/(м²·К).

По сравнению со значениями, полученными приведенными выше методами, это значение не позволяет получить достаточно надежные результаты, в особенности для смесей с широким температурным интервалом кипения.

Эффективная разность температур. Для смесей с узким интервалом температур кипения и для чистых веществ температура кипящей жидкости обычно постоянна и применение среднелогарифмической разности температур

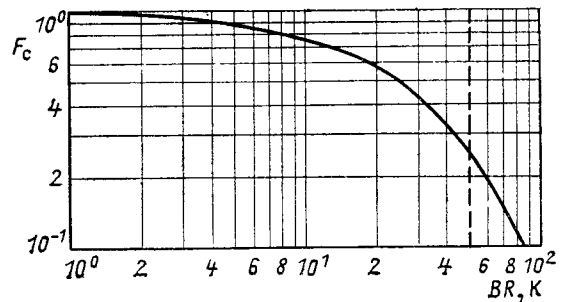


Рис. 3. Поправочный коэффициент, применяемый при кипении многокомпонентных смесей [см. (7)]

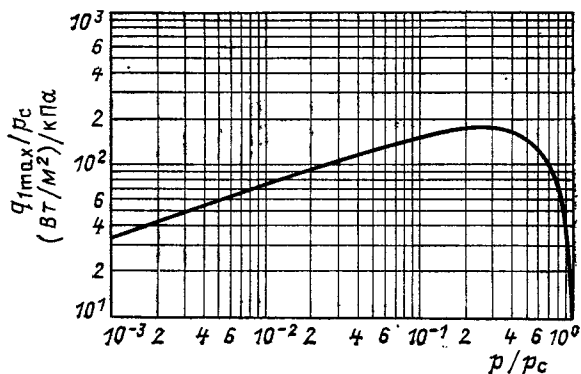


Рис. 4. Максимальный тепловой поток при кипении на наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы [см. (10)]

теоретически обосновано. Если температура существенно увеличивается в процессе кипения смеси вследствие перехода к кипению других компонентов, профиль температур в корпусных или в горизонтальных термосифонных ребойлерах таков, что применение среднелогарифмической разности температур для противотока дает, как показано в [5], значительно лучшие результаты, чем можно получить в действительности. Для камерных ребойлеров, если нет данных по испытаниям, рекомендуется использовать среднелогарифмическую разность температур, рассчитанную по температуре пара на выходе. Это допущение позволило получить самые хорошие результаты, которые проверялись по опытным данным для кипения смесей с широким температурным интервалом кипения в лабораторных ребойлерах. Для горизонтальных термосифонных ребойлеров вследствие более интенсивной циркуляции приведенный выше подход будет слишком упрощенным и использование среднелогарифмической разности температур для противотока будет слишком оптимистичным. Поэтому в качестве первого, весьма умеренного приближения рекомендуется использование среднелогарифмического температурного напора для прямотока. Менее грубым приближением при поперечном потоке или при применении кожухов класса G (ТЕМА) вполне можно считать использование средней разности температур как для однофазного потока.

Для больших пучков в горизонтальных термосифонных ребойлерах с большим гидростатическим напором температура кипения жидкости будет увеличиваться вследствие изменения давления. При давлении выше атмосферного это оказывает пренебрежимо малое влияние. Однако для ребойлеров, работающих под вакуумом, температура кипения для расчета средней разности температур должна быть выбрана по среднему давлению в ребойлере с учетом статического давления, а не по давлению в системе регулирования.

Критический тепловой поток и пленочное кипение. Чтобы избежать пленочного режима кипения, там, где можно, рекомендуется использовать довольно низкие значения ΔT .

Физическое описание кризисных явлений при кипении в основном приведено в § 2.7.2, т. 1. Для пучков труб критический тепловой поток очень зависит от геометрии пучка. Соотношение, приведенное в [14] и в § 2.7.5, т. 1, может быть записано в более общей форме:

$$q_{b,max} = q_{i,max} \Phi_b \quad (9)$$

Максимальный тепловой поток для одиночной трубы $q_{i,max}$ может быть получен по соотношениям из § 2.7.5, т. 1, или с достаточной для большинства целей проектирования точностью — по упрощенному уравнению из [8],

которое представлено на рис. 4 и имеет вид

$$q_{i,max} = 367 p_c (p/p_c)^{0,35} (1 - p/p_c)^{0,9}, \quad (10)$$

где $q_{i,max}$ — максимальный тепловой поток для одиночной трубы, Вт/(м²·К); p — давление, кПа; p_c — критическое давление, кПа.

Можно показать, что корректирующий множитель для пучка труб в (9) зависит от безразмерного геометрического параметра:

$$\Phi_b = \pi D_b L / A. \quad (11)$$

Этот множитель равен отношению периметра пучка к площади теплообменной поверхности, и для одиночной трубы он равен единице. Соотношение между Φ_b и Φ_b , которое было найдено в [14], судя по ограниченному экспериментальным данным, оказалось достаточно приближенным, что подтвердили дальнейшие исследования [5], но оно позволяет получить приемлемые расчетные значения и рекомендуется при отсутствии лучшей информации (рис. 5)

$$\Phi_b = 2,2 \Phi_b \quad (12)$$

при ограничениях $\Phi_b \leq 1$.

Как следует из (12), для пучков с значением Φ_b , большим, чем 1/2,2, $\Phi_b = 1$ и максимальный тепловой поток для пучка труб приблизительно такой же, как и для одиночной трубы. Это показано в классических опытах, описанных в [16]. При более тесном расположении труб в пучке или при увеличении диаметра пучка опасность возникновения пленочного режима кипения увеличивается, а Φ_b уменьшается. При $\Phi_b < 0,1$ рекомендуется предусматривать пароотводные каналы для отвода пара от поверхности, если предполагаемый тепловой поток не меньше $0,5 q_{b,max}$.

Если расчетное значение ΔT таково, что расчетное значение теплового потока больше вычисленного по (9), то конструкция пучка труб должна быть изменена за счет увеличения длины и уменьшения диаметра пучка или увеличения шага труб. Если это невозможно и ΔT не может быть уменьшено по технологическим соображениям, может возникнуть необходимость в разработке конструкции с пленочным режимом кипения. Это будет означать, что в аппарате будут намного меньшие коэффициенты теплоотдачи и более высокие температуры поверхности, но иногда, из экономических соображений, необходимо

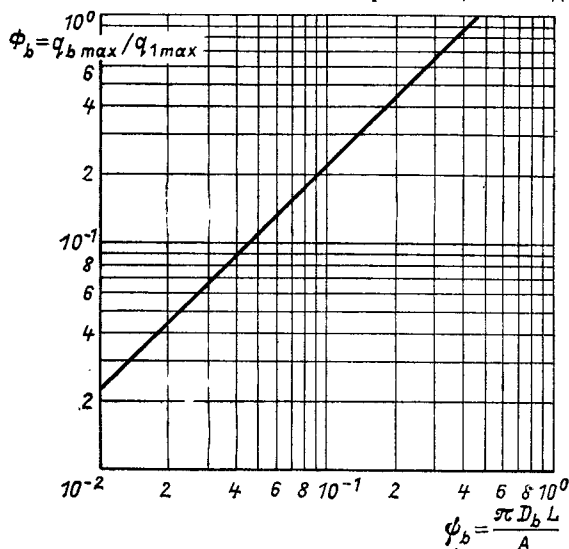


Рис. 5. Корректирующий множитель для максимального теплового потока при кипении на наружной поверхности пучка труб [см. (12)]

использовать имеющуюся в наличии высокотемпературную нагревающую жидкость. Значение ΔT должно быть достаточно высоким, т. е. таким, при котором пленочный режим кипения наступает скорее, чем переходной режим. Аппараты с переходным режимом кипения не рекомендуются из-за обратной зависимости между основными характеристиками (увеличение ΔT приводит к уменьшению теплового потока). Соотношения между коэффициентами теплоотдачи при пленочном режиме кипения и минимальными значениями ΔT для одиночной трубы приведены в § 2.7.5, т. 1, и могут быть применены для пучков труб. Результаты расчета будут отличаться от точных значений, но с запасом по надежности.

Сепарация пара. Чтобы обеспечить отделение пара от жидкости и отвод чистого пара через патрубки, расположенные сверху кожуха камерных ребойлеров, размер кожуха завышается. На практике, вероятно, всегда существует некоторый захват паром жидкости. Если возникает необходимость в сухом паре, как в случае компрессорной подпитки, то требуются дополнительные устройства, такие, как механические сепараторы. Основное соотношение, которое используется для определения размера барабана-сепаратора, записывается в виде

$$V_v = K_e \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{0,5}. \quad (13)$$

При превышении скорости пара V_v определенное количество жидкости захватывается паром. Это значение зависит от коэффициента K_e , который обычно изменяется в пределах от 0,03 до 0,09 м/с и, в свою очередь, зависит от максимально допустимого количества уносимой паром жидкости и отношения поверхностного натяжения к плотности.

Эмпирическое соотношение, которое с успехом использовалось ранее, имеет вид

$$VL = 0,0645 \rho_v \left(\frac{\sigma}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0,5}, \quad (14)$$

где VL — паровая нагрузка, кг/(с·м³) (расход пара, кг/с, деленный на объем пространства, необходимого для предотвращения уноса жидкости паром). Полезные номограммы по соотношению (14) приведены в [14].

Распределение потока и гидравлика. Как для камерных, так и для горизонтальных термосифонных ребойлеров должны быть предприняты определенные меры, гарантирующие нужное распределение продольного потока. Число пар патрубков (для пара и жидкости) определяется по эмпирическому правилу:

$$N_N = L/5D_b. \quad (15)$$

Для камерных ребойлеров трубопровод для пара и жидкости должен иметь достаточно большой размер, чтобы уровень жидкости в камере не уменьшался за счет сопротивления в трубопроводе. Метод для расчета статического напора в жидкости, требуемого для заданной конфигурации трубопровода для камерного ребойлера, описан в [14].

Оребренные трубы. В [5] показано, что применение труб с низкими ребрами очень эффективно для всех типов ребойлеров с кипением под кожухом и при малых значениях ΔT . Это связано не только с увеличением теплообменной поверхности, но и с ростом при кипении коэффициентов теплоотдачи на 50—100%, обусловленным увеличением центров парообразования. При высоких значениях ΔT эффективность оребренных поверхностей снижается в результате образования паровых прослоек между ребрами и относительно большого вклада термических сопротивлений стенки, отложений и греющего теплоносителя.

При малых значениях ΔT также могут быть очень эффективны специальные типы развитых поверхностей.

В [5] представлены характеристики труб с искусственной шероховатостью в камерных ребойлерах.

В. Ребойлеры с продольным потоком. В ребойлерах этого типа поток движется либо внутри труб, либо вдоль наружной поверхности труб. Наиболее типичным является вертикальный термосифонный ребойлер с испарением в трубах. Расход теплоносителя рассчитывается из равенства статического напора и потерь давления в ребойлере и соединительном трубопроводе с применением метода последовательных приближений. При проектировании необходимо учитывать ряд соображений, приведенных ниже.

Конвекция и пузырьковое кипение. В большинстве конструкций ребойлеров перенос теплоты осуществляется с помощью как конвекции, так и пузырькового кипения, и коэффициент теплоотдачи представляется в виде

$$\alpha_b = \alpha_{nb} + \alpha_{cb}, \quad (16)$$

где S — множитель, который может быть получен в соответствии с рекомендациями, изложенными в § 2.7.3, т. 1.

В [17] приведено описание механизма передачи теплоты конвекций и пузырьковым кипением и представлены корреляционные соотношения, которые широко применяются. Более подробно этот метод изложен в § 2.7.3, т. 1. Аналогичный метод, успешно использовавшийся в течение многих лет для расчета промышленных аппаратов, представлен в [9].

Для общих приложений может быть рекомендовано вполне приемлемое приближение для расчета коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении на основе (4) для α_{nb} с применением F_c из (8):

$$\alpha_{nb} = \alpha_{nb1} F_c. \quad (17)$$

Конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи при кипении может быть найдена из (7). Однако поскольку отношение $\Delta p_{tp}/\Delta p_l$ в основном зависит от параметра X_{tt} (X_{tt} — квадратный корень из отношения потерь давления в жидкой фазе к потерям давления в паровой фазе), то удобно записать следующее выражение:

$$\alpha_{cb}/\alpha_l = f(X_{tt}). \quad (18)$$

Соответствующая кривая по данным [17] приведена в § 2.7.3, т. 1, и рекомендуется к использованию как одна из лучших опубликованных в литературе.

На входе в ребойлер жидкость, как правило, переохлаждена, поэтому перед зоной двухфазного течения располагается зона течения переохлажденной жидкости. Достаточно надежные оценки коэффициентов теплоотдачи в зоне течения переохлажденной жидкости могут быть получены по (16) при $s = (\Delta T_b/\Delta T_0)$, $\alpha_{cb} = \alpha_l$ и α_{nb} , рассчитанного по разности между температурой на поверхности теплообмена и на линии насыщения при локальном давлении ΔT_b , а ΔT_0 представляет собой разность между температурой на поверхности теплообмена и среднemasсовой температурой переохлажденной жидкости. Несложные преобразования с использованием (1) — (4) позволяют получить следующее выражение:

$$\alpha_{nb1} = 1,4 \cdot 10^{-8} \rho_c^{2,3} \Delta T_b^{3,33} F_p^{3,33}. \quad (19)$$

Соответственно (17) при использовании ΔT_b вместо q в зоне переохлаждения записывается в виде

$$\alpha_{nb} = \alpha_{nb1} F_c^{3,33}, \quad (20)$$

где α_{nb1} рассчитывается по (19), а F_c — по (8). При давлении выше атмосферного зона переохлаждения будет, как правило, пренебрежимо малой. При работе под вакуумом необходима проверка по более точным методам расчета [6, 9].

Ограничения на значения теплового потока. Функциональная зависимость теплового потока от ΔT для ребойлеров с продольным потоком аналогична зависимости для

случая кипения в большом объеме [6]. В вертикальных термосифонных ребойлерах ограничения на значения теплового потока могут быть вызваны несколькими различными причинами [6]. При низком относительном давлении (p/p_c) и увеличении ΔT свыше определенного значения возникает неустойчивость, связанная с волнообразованием. Это явление рассмотрено в [18]. Неустойчивость такого рода всегда может быть стабилизирована увеличением сопротивления трения в подводящем трубопроводе за счет применения меньших диаметров или с помощью клапана. При высоком относительном давлении критическая температура поверхности для пленочного кипения достигается быстрее, чем возникает неустойчивость, и ограничения на тепловой поток связаны с пленочным режимом кипения.

Было обнаружено [6], что эмпирическое соотношение, приведенное в [4], хорошо описывает наблюдаемые в термосифонных ребойлерах максимальные тепловые потоки. Это соотношение представляет собой эмпирическую зависимость, в которую входит ряд симплексов, составленных из большого числа теплофизических параметров. Было также обнаружено, что более простое корреляционное уравнение описывает экспериментальные данные с такой же точностью. Эти данные относятся к широкому диапазону жидкостей, включая воду, спирты и углеводороды, для труб диаметром 19—50 мм и длиной 1,5—3,7 м, а корреляционное уравнение, аналогичное уравнению для камерных ребойлеров, имеет вид [6]

$$q_{max} = 23\,660 (D_i^2/L)^{0,35} p_c^{0,61} (p/p_c)^{0,25} (1 - p/p_c), \quad (21)$$

где p_c — критическое давление, кПа; D_i — внутренний диаметр труб, м; L — длина труб, м.

Уравнение (21) представлено на рис. 6 и 7. Другие соотношения представлены в § 2.7.3, т. 1. Там же можно найти

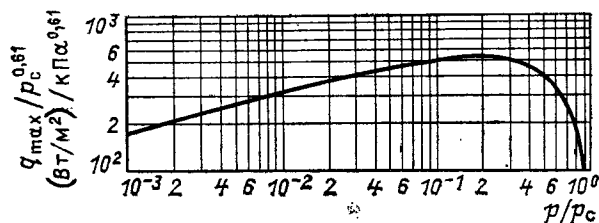


Рис. 6. Максимальный тепловой поток при кипении в трубах с наружным диаметром 25,4 мм и длиной 3,66 м вертикального термосифонного ребойлера (для труб с другим диаметром значение теплового потока умножается на множитель F_{dl} , взятый из рис. 7)

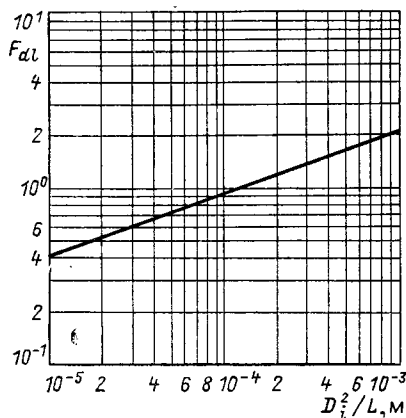


Рис. 7. Корректирующий множитель для учета размеров труб при определении максимального теплового потока в термосифонном ребойлере

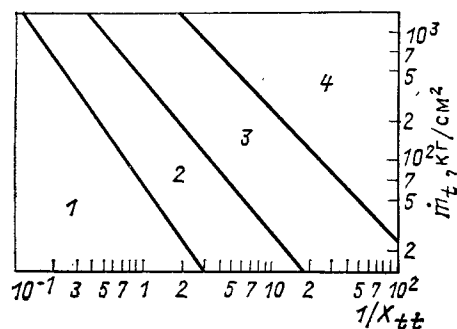


Рис. 8. Диаграмма режимов кипения в вертикальных трубах: 1 — пузырьковый поток; 2 — стержневое течение; 3 — пленочное течение; 4 — течение насыщенного пара

расчетные соотношения для ребойлеров с вынужденной циркуляцией.

В (21) не учитывается снижение максимального теплового потока, обусловленное небольшим размером соединительного трубопровода на выходе из ребойлера. Было обнаружено, что недостаточный размер соединительного трубопровода на выходе является причиной многих случаев плохих эксплуатационных характеристик аппаратов. Считается, что минимальная площадь проходного сечения для потока в соединительном трубопроводе должна быть по крайней мере равной общей площади проходного сечения труб. При выполнении этого условия могут быть с успехом использованы либо поворотные колеса с большим радиусом, либо U-образные трубы. При работе с очень низкими значениями теплового потока могут быть сделаны исключения, но должны быть проведены расчеты, чтобы убедиться в том, что потери давления в соединительном трубопроводе на 30% меньше, чем общие потери в ребойлере.

По (21) нельзя также предсказать границы области, в которой начинается туманообразование и которая зависит от паросодержания и расхода. Для определения границ области различных режимов кипения удобно использовать диаграмму из [9], которая согласована с экспериментальными данными и представлена на рис. 8. Критерием существования тумана согласно этой диаграмме является соотношение

$$\dot{m}_{mt} = 2441 X_{tt}, \quad (22)$$

где $\dot{m}_{mt}$ — максимальная массовая скорость до области туманообразования, кг/(м²·с). Если общая массовая скорость $\dot{m}_t$ превышает локальные значения $\dot{m}_{mt}$, вычисленные по (22), то можно ожидать образование тумана. Для точных оценок в специальных случаях получены более тщательно разработанные корреляционные соотношения (см. § 2.7.3). Поскольку обычно задача заключается в поддержании скоростей, значение которых ниже величин, соответствующих возможности возникновения тумана, соотношение (22) в большинстве случаев может быть рекомендовано для оценок. Для углеводородов удельное паросодержание не должно превышать 0,35 при работе под давлением или 0,5 при работе в условиях вакуума. Для воды лучшие эксплуатационные характеристики получаются при значениях удельного паросодержания не более 0,1.

Пленочное кипение. Как упоминалось выше, иногда невозможно или экономически невыгодно обеспечить довольно низкие значения ΔT и режим пузырькового кипения. Тогда возникает необходимость в использовании пленочного режима кипения. Такой режим рекомендуется при высоких значениях ΔT , при которых пленочный режим кипения будет иметь место по всей длине труб. При этих

условиях эксплуатационные характеристики достаточно удовлетворительны для чистых жидкостей. В действительности, скорость циркуляции при пленочном кипении в термосифонных ребойлерах выше, чем при пузырьковом кипении, поскольку при наличии паровой пленки на поверхности трение намного меньше, чем при наличии пленки жидкости. Необходимо более высокая температура на поверхности, что может вызвать образование отложений. Это должно быть принято во внимание самым тщательным образом.

Методы для расчета теплоотдачи при пленочном кипении и критерии существования такого режима описаны в [6]. Приближенное значение ΔT , необходимого для существования пленочного режима кипения, может быть найдено по следующему выражению ([19]):

$$\Delta T_{bf} = 0,555 [52 (1 - p/p_c) + 0,04 / (p/p_c)^2]. \quad (23)$$

Если ΔT_b больше, чем ΔT_{bf} , это означает, что возникнет пленочный режим кипения для жидкостей с узким интервалом температур кипения.

Коэффициент теплоотдачи при пленочном режиме кипения может быть рассчитан по корреляционному уравнению из [20], которое представляет собой обобщение экспериментальных данных, полученных при кипении нескольких типичных промышленных углеводородов. Однако в это уравнение входит скорость циркуляции, которую для термосифонных ребойлеров трудно определить из-за отсутствия соотношений для расчета потерь давления в двухфазном потоке при пленочном режиме кипения. Оценка с некоторым запасом может быть получена по уравнению, приведенному в [21]. В качестве первого приближения может быть использовано модификационное уравнение, приведенное в [21], в котором отсутствуют поправки для учета зависимости теплофизических свойств от температуры. Это уравнение имеет вид

$$\alpha_{fb} = 105 (p_c)^{0,5} \Delta T_b^{-0,33} (p/p_c)^{0,38} (1 - p/p_c)^{0,22}. \quad (24)$$

Уравнение (24) позволяет оценить коэффициенты теплоотдачи при пленочном кипении и продольном течении, которые не будут зависеть от скорости.

3.6.3. Потери давления

Потери давления в двухфазном потоке особенно важны для термосифонных ребойлеров, поскольку для их расчетов необходимо знание скоростей циркуляции. Потери

давления при испарении имеют три составляющие: статический напор $\Delta p_{f,ps}$, потери на трение $\Delta p_{t,pf}$ и перепад давлений, связанный с изменением импульса, $\Delta p_{t,pm}$. Таким образом,

$$\Delta p_{tp} = \Delta p_{t,ps} + \Delta p_{t,pm} + \Delta p_{t,pf}. \quad (1)$$

Как правило, потери давления рассчитываются на малом интервале, на котором паросодержание принимается постоянным, и затем суммируются.

Потери на трение рассчитываются в соответствии с рекомендациями, приведенными в § 2.3.2, т. 1.

Статический перепад давлений может стать очень важным параметром для вертикальных термосифонных ребойлеров, в особенности при низком значении тепловых потоков и в режиме пузырькового кипения:

$$\Delta p_{t,ps} = \rho_t g \Delta H \sin \theta, \quad (2)$$

где угол θ отсчитывается от горизонтальной оси, так что для вертикального аппарата $\theta = 1$.

Распространенной ошибкой при расчете потерь давления в термосифонном ребойлере является расчет плотности двухфазного потока в приближении гомогенной среды. Такое приближение может привести к очень плохим результатам для большинства условий работы аппарата, поскольку, как правило, возникает скольжение пара и, как следствие, задержка жидкости в ребойлерах. Это приводит к намного большему действительным значениям плотности двухфазного потока, чем рассчитанные в приближении гомогенной среды. Плотность в (2) должна быть определена по «истинному» объему, занимаемому жидкостью, который должен быть рассчитан по эмпирическим соотношениям, приведенным в § 2.3.2, т. 1.

Испарение является причиной изменения импульса потока, что увеличивает потери давления кипящей жидкости. Выражения для расчета потерь давления, связанных с изменением импульса, могут быть получены теоретически, но результаты расчета по этим соотношениям зависят от корреляций, используемых для расчета объемного паросодержания.

При кипении в трубах или в межтрубном пространстве и продольном течении объемное паросодержание должно быть определено по соответствующим уравнениям из § 2.3.2, т. 1. При поперечном течении в межтрубном пространстве вследствие большего перемешивания обычно предполагают, что представление двухфазного потока как гомогенной среды приводит к меньшим ошибкам при расчете потерь давления, обусловленных изменением импульса.

Раздел 3.7

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Купер и Ашер

3.7.1. Конструкции и применение

Пластинчатые теплообменники состоят из ряда параллельных гофрированных пластин, которые способствуют турбулизации потока и имеют достаточную механическую жесткость. Два образца таких пластин показаны на рис. 1. Обычно они имеют проходы для потока во всех четырех углах и закрепляются на раме, которая служит опорой для втулок или патрубков, протянутых через проходы в пластинах и присоединяемых к внешнему трубопроводу для подвода двух теплоносителей.

Как показано на рис. 2, пластины подвешиваются на верхней несущей балке рамы и фиксируются на нижней.

Пластины прижимаются к фиксированной боковой крышке рамы с помощью другой подвижной боковой крышки, которая может перемещаться вдоль верхней несущей балки. Крышки закрепляются боковыми болтами. На самых пластинах установлены прокладки, которые предназначены для устранения внутренних протечек и направления потока (как правило, противотока) через относительно узкие проходы между чередующимися парами теплопередающих пластин. Схема движения теплоносителей представлена на рис. 3.

Наиболее широко применяются пластинчатые теплообменники с теплоносителями жидкость — жидкость при рабочем давлении 2 МПа и температуре ниже 150°C, хотя

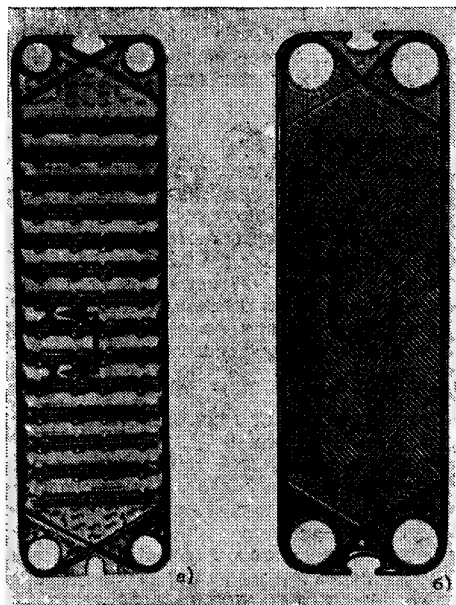


Рис. 1. Пластины со ступенчатым (а) и шевронным (б) гофром

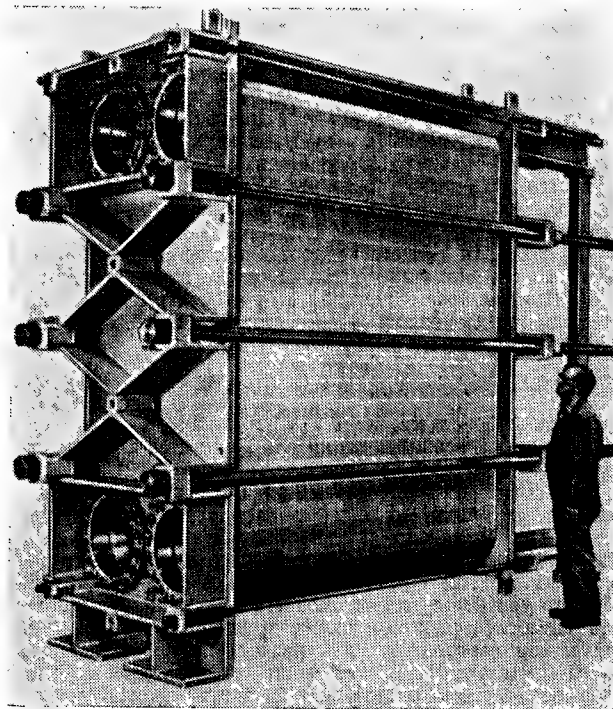


Рис. 2. Пластина́тый теплообменник большой мощности

некоторые аппараты могут работать и при температуре 273 °С. Пластины могут быть изготовлены из различных металлов, включая нержавеющую сталь, титан, никель и т. д. В качестве прокладок может применяться нитроловая, бутиловая, силиконовая и фторуглеродная резина. Кроме того, определенные пластины могут быть снабжены прокладками из спрессованного волокнистого асбеста.

Пластина́тые теплообменники нашли широкое применение, в частности, в химической, нефтяной, пищевой, молочной и пивоваренной промышленности.

В отличие от узлов кожухотрубных аппаратов, которые могут обычно устанавливаться для аппаратов практически любой мощности, пластины изготавливаются в узком интервале толщин от 0,1 до 1 мм с использованием дорогого оборудования. Поэтому изготавливаются пластина́тые теплообменники лишь ограниченных размеров и типов, каждый из которых имеет свою, строго определенную область применения.

При проектировании пластина́тых теплообменников производится выбор конструкции пластин в соответствии

с требуемыми характеристиками и условиями эксплуатации, расчет тела пластин и их размещение, чтобы удовлетворить требования по потерям давления и температурам при заданной потребителем мощности.

Поскольку в мире существует более 60 различных типов пластин, невозможно охарактеризовать их всех. Поэтому любые данные в этом разделе относятся к пластинам в самом общем смысле.

3.7.2. Типы гофрированных пластин

Существуют многочисленные типы гофрированных пластин, и при проектировании теплообменника необходимо выбрать пластины с соответствующим рисунком гофра, удовлетворяющие заданным механическим и термическим

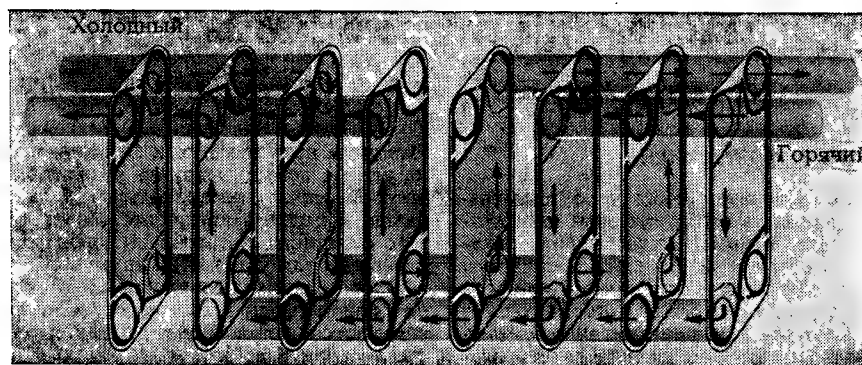


Рис. 3. Движение теплоносителей в двухходовом пластина́том теплообменнике

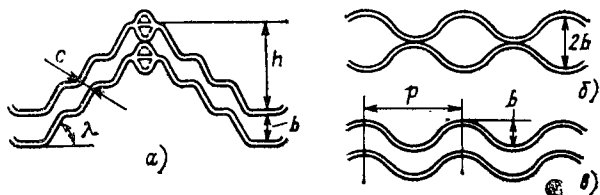


Рис. 1. Профиль гофрированных пластин со ступенчатым (а) и шевронным или колосовидным (б, в) гофром: а — сечение $X-Y$, рис. 1, а, § 3.7.1; б, в — сечение $X-Z$, рис. 1, б, § 3.7.1

требованиям. Гофрирование поверхности приводит к интенсификации турбулентного обмена и увеличению поверхности теплообмена в пределах 15–25%. Два наиболее распространенных типа гофрированных пластин приведены на рис. 1. Пластины с ступенчатым гофром (рис. 1, а) имеют максимальную высоту гофра, превышающую высоту сжатых прокладок между пластинами. При сборке теплообменника эти пластины размещаются таким образом, чтобы выступы на пластинах совпадали. При таком размещении пластин с ступенчатым гофром площадь поперечного сечения потока непрерывно изменяется по длине и возникает дополнительная турбулизация потока за счет изменения скорости. Максимальный зазор между пластинами обычно равен от 3 до 5 мм, а минимальный — от 1,5 до 3 мм. Скорость жидкости при турбулентном режиме находится приблизительно в пределах от 0,2 до 3 м/с в зависимости от перепада давления.

Пластины с шевронным или колосовидным гофром показаны на рис. 1, б. Высота гофра в этом случае равна высоте сжатых прокладок. Гребни гофра на пластине расположены под некоторым углом к гребням на соседних пластинах. Как показано на рис. 1, б и в, проходное сечение потока при этом не изменяется, но непрерывное изменение направления потока также способствует его турбулизации.

Глубина гофра для обычных пластин изменяется от 3 до 5 мм, а скорость при турбулентном режиме составляет 0,1–1 м/с. Пластины с ступенчатым и шевронным гофрами являются примером двух- и трехмерного гофрирования пластин соответственно. Теплогидравлические характеристики при течении между гофрированными пластинами с различным рисунком гофра могут быть определены с помощью эквивалентного гидравлического диаметра, который определяется как

$$d_L = 4V_1/S, \quad (1)$$

где V_1 — объем между пластинами; S — площадь смоченной поверхности.

3.7.3. Коэффициенты гидравлического сопротивления

Хотя характеристики гофрированных пластин различных типов могут изменяться весьма значительно, потери давления в пластинчатом теплообменнике всегда можно рассчитывать при известном коэффициенте гидравлического сопротивления по соотношению вида

$$\Delta p = 2fLG^2/\rho d_L \quad (1)$$

Для типичных пластинчатых теплообменников малого размера с гофрированными пластинами типа изображенных на рис. 1, а, § 3.7.1, коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по соотношениям:

$$f = 1,22/Re^{0,252}; \quad (2)$$

для ламинарного режима

$$f = 38/Re.$$

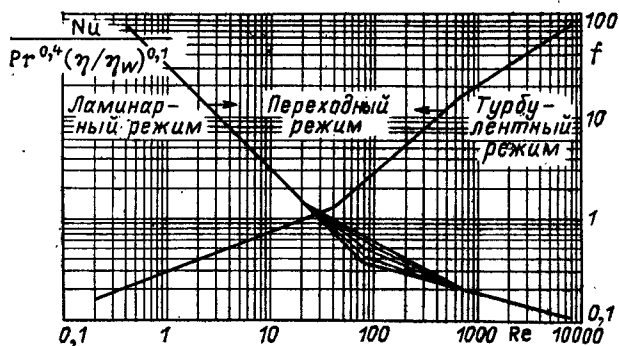


Рис. 1. Характеристики теплообменника из пластин со ступенчатым гофром

При переходном режиме коэффициент гидравлического сопротивления может быть определен интерполяцией между значениями для турбулентного и ламинарного режимов течения. Однако для пластин с ступенчатым гофром коэффициент гидравлического сопротивления зависит также от вязкости и числа Рейнольдса (рис. 1).

Числа Рейнольдса, при которых может возникнуть переходный режим течения, существенно изменяются в зависимости от типа пластин. Как правило, во всех типах пластинчатых теплообменников турбулентный режим течения возникает при числах Рейнольдса, превышающих 1000, и ламинарный режим — при числах Рейнольдса до 10. При значениях чисел Рейнольдса между этими предельными значениями характеристики теплообменника рассчитываются очень приблизительно, и почти всегда необходима экспериментальная проверка результатов расчета.

Для небольшого теплообменника, в котором используются гофрированные пластины с колосовидным рисунком гофра, переходный режим течения существует при числах Рейнольдса, равных 10–150 (рис. 2).

Из рис. 1 и 2 видно, что коэффициенты гидравлического сопротивления в пластинчатых теплообменниках намного выше, чем в трубах, при одинаковых числах Рейнольдса. Однако скорости потока между пластинами намного ниже и обычно находятся в пределах от 0,1 до 3 м/с в зависимости от типа пластин и условий эксплуатации. Длина пластин, необходимая для достижения заданных значений числа единиц переноса теплоты NTU , намного меньше, чем в трубах, так что потери давления при равных характеристиках теплопередачи нередко бывают меньше, чем при течи в трубах.

При ламинарном режиме течения эффективность теплопередачи пластинчатых теплообменников достаточно высока, в частности, при использовании псевдопластичных

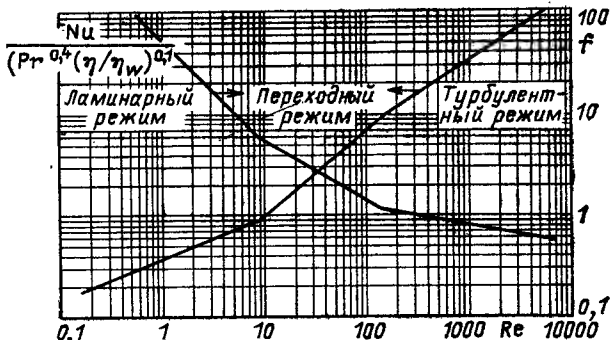


Рис. 2. Характеристики небольшого теплообменника из пластин с шевронным или колосовидным гофром

неньютоновских жидкостей. Однако расчет потерь давления в этом случае предельно сложен. В [1] приведены такой расчет с использованием результатов теоретических исследований течения между плоскими пластинами и обобщенного числа Рейнольдса [2]. В настоящее время, однако, эти работы имеют все еще академический характер и не очень удобны для практического использования.

3.7.4. Коэффициенты теплоотдачи

Характеристики теплоотдачи в пластинчатых теплообменниках также рассчитываются с помощью критериальных уравнений, в которых константы и показатели степени соответствуют каждому типу теплообменника [3—5].

Для небольших пластинчатых теплообменников, в которых установлены пластины со ступенчатым профилем гофра (рис. 1, а, § 3.7.1, рис. 1, § 3.7.3), уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи имеют вид:

для турбулентного режима течения

$$Nu = 0,2 (Re)^{0,67} Pr^{0,4} (\eta/\eta_w)^{0,1}; \quad (1)$$

для ламинарного режима течения

$$Nu = 1,67 (Re Pr d_L/L)^{0,4} (\eta/\eta_w)^{0,1}. \quad (2)$$

При переходном режиме течения значения коэффициентов теплоотдачи получаются из значений их для ламинарного и турбулентного режимов течения [рис. 1, 2, § 3.7.3].

В данном справочнике нет смысла приводить точные критериальные соотношения, учитывающие особенности конкретных пластин. Поскольку индивидуальные характеристики пластин изменяются в широких пределах, соотношения, приведенные здесь и в § 3.7.3, могут быть использованы только для приближенных оценок площади поверхности теплообмена при данной мощности и при полностью турбулентном или ламинарном режимах течения.

При применении критериальных уравнений из этого параграфа рекомендуется использовать значения L в пределах от 0,7 до 2 м и значения d_L порядка 4 мм для небольших пластин и 5—7 мм для пластин большего размера. Обычно отношение длины пластины к ее ширине равно 2. В стоимостных расчетах расстояние между пластинами может быть выбрано равным половине d_L .

Влияние характеристик неньютоновских жидкостей на теплоотдачу проявляется в меньшей степени, чем на потери давления, и, как правило, существенно меньше, чем влияние температуры на вязкость.

Существенно более важная проблема при течении вязких жидкостей (независимо от того, являются ли они ньютоновскими или нет) возникает по стороне охлаждения, а именно тепловая неустойчивость. Если поток теплоносителя плохо распределен либо по поверхности пластины, либо по пакету пластин, может возникнуть переохлаждение жидкости. Снижение температуры приводит к увеличению вязкости, снижению скорости, и происходит дальнейшее снижение температуры. При этом жидкость омывает все меньшие участки пластины, и, таким образом, большая часть поверхности становится фактически неэффективной. Такая ситуация не возникает со стороны нагрева.

3.7.5. Факторы, определяющие характеристики пластин

А. Характеристики гофрированной поверхности. Большинство опубликованных сведений по характеристикам гофрированных пластин касается пластин со специальным профилем гофра и связано, скорее, с потерями давления, чем с теплоотдачей. Однако большинство типов гофриро-

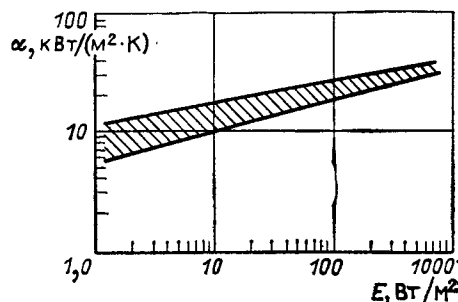


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплоотдачи от энергии на единицу поверхности

ванных поверхностей дает приблизительно одинаковое соотношение между этими двумя параметрами, если ими являются коэффициенты теплоотдачи α и потери энергии на единицу площади развитой поверхности E (рис. 1, [3]) или коэффициенты теплоотдачи α и удельный перепад давления J , равный отношению перепада давления к параметру NTU (рис. 2, [3]). Поэтому эти соотношения позволяют получить оценку характеристик теплоотдачи по потерям давления.

Пластины с ступенчатым профилем гофра. Экспериментальные исследования, проведенные для разных видов гофрированных пластин [6, 7], показывают, что значение $Nu/Pr^{0,4}$ увеличивается и коэффициент теплоотдачи α уменьшается при увеличении расстояния между пластинами при постоянных значениях Re . Перепад давления также увеличивается приблизительно в соответствии с соотношением

$$\Delta p/L \sim 1/(d_L)^3, \quad (1)$$

справедливым для простой конфигурации гофрированной поверхности. В других работах подтверждено влияние расстояния между пластинами на потери давления, которые увеличиваются как с ростом максимальной высоты гофра, так и с увеличением угла λ [8—10].

Пластины с колосовидным профилем гофра. Из графической зависимости параметров $Nu/Pr^{0,4}$ и $\Delta p/L$ от Re , приведенной в [6], следует, что оба параметра увеличиваются при увеличении угла между гребнями гофров от 30 до 120°. Исследования массопередачи привели к аналогичным результатам [11].

Увеличение шага между гребнями гофра p от 8 до 15 мм при постоянной высоте b приводит к уменьшению потерь давления на единицу длины примерно в 2 раза, тогда как значение $Nu/Pr^{0,4}$ практически не изменяется [6].

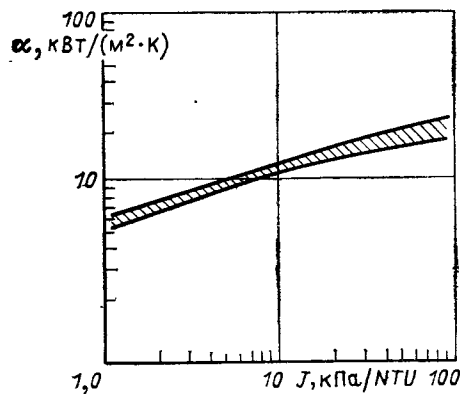


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от потерь давления

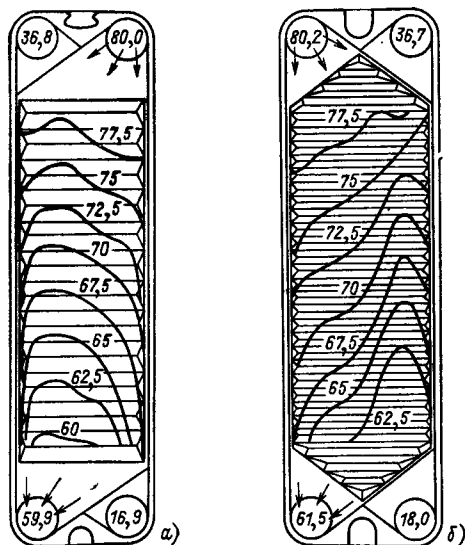


Рис. 3. Распределение температуры (°C) на пластине при вертикальном (а) и диагональном (б) распределении потока

В. Размещение отверстий. Как показано на рис. 1, а и б, § 3.7.1, отверстия могут быть размещены по диагонали (входное и выходное отверстия в противоположных углах пластины) и вертикально (входное и выходное отверстия на одной стороне пластины). Как следует из рис. 3, различное распределение потока приводит к различным профилям температур по пластине. На рис. 3 приведено сравнение профилей температуры при $Re=8280$ [12].

Важно обеспечить эффективное удаление воздуха, в особенности при течении жидкости вдоль пластин сверху вниз, когда для обеспечения полного заполнения пространства между пластинами скорость жидкости должна быть достаточно высокой [13]. На практике этого можно достигнуть при условии, что потери давления в нисходящем потоке вдоль пластины незначительно меньше статического напора, соответствующего высоте между отверстиями.

3.7.6. Расчет теплогидравлических характеристик при течении между пластинами

А. Расчет параметра NTU . Пластинчатый теплообменник может быть рассмотрен как совокупность пластин с известными характеристиками. В качестве характеристики одиночной пластины может быть использован параметр NTU . Для такой пластины можно записать

$$Mc_p \Phi = Ua\Delta T,$$

отсюда

$$NTU = \Phi/\Delta T = Ua/Mc_p, \quad (1)$$

где Φ — подогрев теплоносителя, равный $(T_i - T_o)$, К; U — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); M — расход, кг/с; a — площадь поверхности пластины, м².

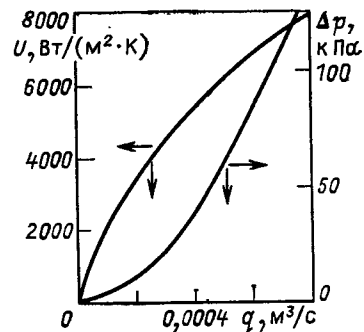
Для n пластин общая площадь равна na и общее число ходов для каждой жидкости равно $(n+1)/2$. Следовательно,

$$NTU = \frac{2n}{n+1} \frac{Ua}{Mc_p},$$

и при бесконечном числе пластин

$$NTU = 2Ua/Mc_p. \quad (2)$$

Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопередачи и потерь давления от расхода жидкости между пластинами



Так как пластины обычно собираются в большие пакеты, значение параметра NTU , как правило, определяется выражением (2) при $n \rightarrow \infty$.

В. Характеристики пластины. На рис. 1 представлена зависимость коэффициента теплопередачи U и перепада давлений Δp от объемного расхода для типичной пластины из нержавеющей стали толщиной 0,6 мм, а на рис. 2 — зависимость непосредственно параметра NTU от перепада давлений.

Если в качестве грубого приближения принять, что $U \sim V^{2/3}$ и $\Delta p \sim V^{5/3}$,

то

$$U \sim \Delta p^{2/5} \text{ и } NTU \sim V^{-1/3} \sim \Delta p^{1/5}. \quad (4)$$

Реальные показатели степени зависят от конфигурации гофрированной поверхности, но эти выражения позволяют получить порядок соотношения между различными величинами. Так как наименьший возможный расход соответствует приблизительно перепаду давления, равному статическому напору между отверстиями, то видно, что в этом случае имеют место максимальные значения числа единиц переноса NTU .

С. Последовательность расчета. После выбора максимальных значений расхода и NTU расчет выполняется в следующей последовательности:

1. По максимальному расходу, который должен поддерживаться в пластинчатом теплообменнике, определяется размер входных отверстий. Чрезмерные скорости во внешнем трубопроводе и в отверстиях пластин могут привести к большим внешним потерям давления. На практике размер отверстий достаточно часто определяют при скорости, примерно равной 6 м/с.

2. Наибольший размер фланца выбирается по рабочему давлению. Затем с учетом зазоров может быть определено расстояние между отверстиями и по нему ширина пластин.

3. Длина может быть определена по отношению площади развитой поверхности к площади, занимаемой пластиной. Это отношение, как правило, находится в пределах 1,15—1,25 в зависимости от профиля гофрированной пластины.

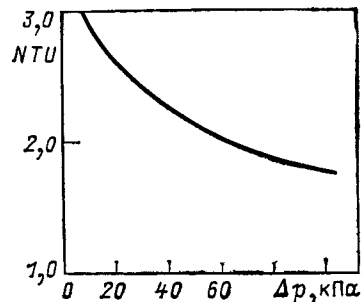


Рис. 2. Типичная зависимость параметра NTU от потерь давления для пластины

4. По известным максимальным значениям NTU находят соответствующие значения перепада давлений и поверхности пластины. Таким образом, все параметры для выбора подходящей гофрированной поверхности, удовлетворяющей требуемым условиям, известны.

3.7.7. Размещение пластин и поправочные коэффициенты

Выше рассмотрено проектирование отдельных пластин. В основном этот этап касается изготовителей пластин, определяющих теплогидравлические характеристики каждого типа, которые затем используются в расчетах для определения числа способа размещения пластин в соответствии с требованиями по мощности. Основы этих расчетов рассмотрены ниже.

А. Способы размещения пластин. Имеется три основных способа размещения пластин, обеспечивающих одноходовое течение теплоносителей, многоходовое с равным числом ходов и многоходовое с неравным числом ходов.

Одноходовое течение. Обе жидкости протекают в противотоке по параллельным плоским каналам, которые, как показано на рис. 1, обеспечивают один ход жидкостей.

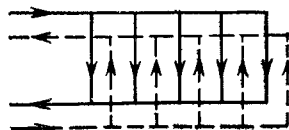


Рис. 1. Одноходовая схема течения теплоносителей

Многоходовое течение с равным числом ходов. Если возникает необходимость в больших значениях параметра, чем для одиночной пластины, то этого можно достигнуть с помощью многоходового течения с равным числом ходов. На рис. 2 показана схема двухходового течения потоков (схема 2/2).

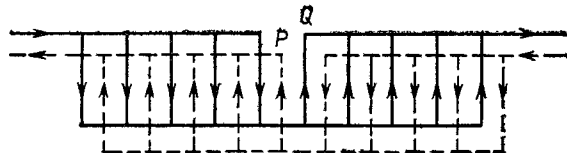


Рис. 2. Двух-двухходовая схема (2/2)

Многоходовое течение с неравным числом ходов. Если отношение расходов жидкостей велико или имеются некоторые другие соображения для минимизации перепада давления с одной стороны, может быть использована многоходовая схема течения с меньшим числом ходов со стороны потока с меньшим перепадом давления. На рис. 3 изображена схема течения потоков (2/1).

В. Учет прямотока при многоходовом течении с большим неравным числом ходов. Как показано на рис. 3, когда число ходов жидкостей не равно друг другу, возникает прямоток. В зависимости от значений параметра NTU и расхода это приведет к уменьшению эффективности теплоотдачи при любой схеме течения. Если T_i и T_o — температуры на входе и выходе одной жидкости, и T'_i и T'_o — температуры на входе и выходе другой жидкости, тогда для схемы течения преимущественно противоток можно

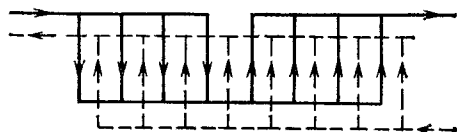


Рис. 3. Двух-одноходовая схема (2/1)

записать

$$M_1 C_{p1} (T_i - T_o) = M_2 C_{p2} (T'_o - T'_i); \quad (1)$$

$$R = \frac{T'_o - T'_i}{T_i - T_o}; \quad (2)$$

$$NTU = \frac{T'_o - T'_i}{\Delta T}; \quad (3)$$

$$Z = \frac{T'_o - T'_i}{T_i - T_o} \cdot \frac{M_1 C_{p1}}{M_2 C_{p2}}; \quad (4)$$

$$F = \frac{T'_o - T'_i}{T_i - T_o} \frac{M_1 C_{p1}}{(MC_p)_{\min}}.$$

Диаграммы эффективности $E - NTU$ для кожухотрубных аппаратов основаны на предположении, что температура в поперечном сечении кожуха постоянна. В пластинчатых теплообменниках это не имеет такого значения, поскольку проходы для потока разделены пластинами и отсутствуют поперечные потоки, которые возникают в кожухотрубных аппаратах.

Результаты исследования различных схем размещения пластин были опубликованы в виде зависимости коэффициента F , на который умножается среднелогарифмическая разность температур ($F = \Delta T_x / \Delta T$), от параметра z [14]. На рис. 4—6 приведены зависимости F от z для схем тече-

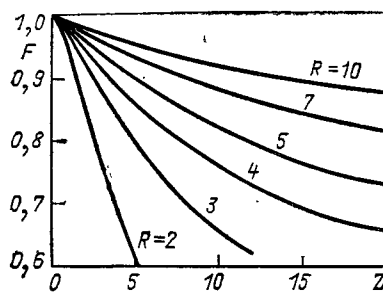


Рис. 4. Факторы F для двух-одноходовой схемы

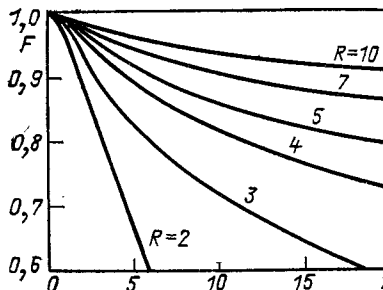


Рис. 5. Факторы F для трех-одноходовой схемы

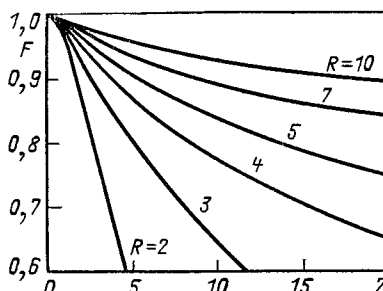


Рис. 6. Факторы F для четырех-одноходовой схемы

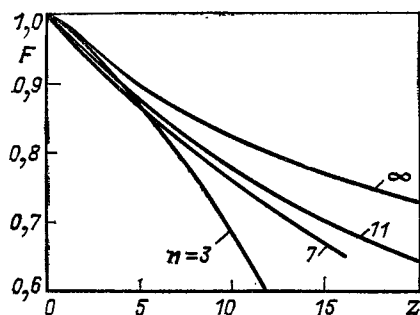


Рис. 7. Факторы F для двух-одноходовой схемы при различных размерах

ния жидкостей 2/1; 3/1; 4/1 для значения R от 1 до 10. Значения T_i , T_o , T'_i , T'_o могут быть определены по Z и R . Таким образом, могут быть рассчитаны эффективность и число единиц переноса теплоты.

С. Влияние крайних пластин. При учете влияния прямотока, о котором упоминалось выше, предполагалось, что размер проходов для потока бесконечен. Однако для небольших пластин становятся существенными некоторые дополнительные факторы.

Крайние проходы для потока. При любом размещении пластин в каждом проходе для потока теплота передается в обоих направлениях, за исключением проходов на концах, где теплота передается только в одном направлении.

Неравное число ходов. В схеме течения, приведенной на рис. 3 (схема 2/1), имеется восемь пластин, вдоль которых осуществляется проток, и семь пластин с противотоком. Это неравенство числа ходов, которое возникает при произвольной схеме течения, должно быть принято во внимание. Степень влияния неравного числа ходов увеличивается при увеличении NTU , уменьшении размеров хода, увеличении числа ходов.

Некоторый анализ характеристик аппарата при неравном числе ходов приведен в [23]. В [14] исследовано влияние размеров хода при схемах течения 2/1 и 3/1. Зависимость F/Z для схемы течения 2/1 при $R=5$ изображена на рис. 7 для числа пластин от 3 до бесконечности. Из рисунка следует, что при числе пластин свыше 20 влияние крайних пластин незначительно.

Д. Распределение потока по соединительным трубам. В небольших пакетах пластин потерями давления в соединительном трубопроводе можно пренебречь и расчет может быть выполнен в предположении, что расходы в пределах каждого плоского канала равны. В больших пакетах пластин влияние распределения потока может стать весьма существенным в зависимости от относительного размера пластин и потерь давления в соединительных трубах. В конечном счете это приводит к снижению эффективности среднелогарифмической разности температур.

Потери давления в отверстиях пластин определяются двумя факторами: потерями на трение в соединительных

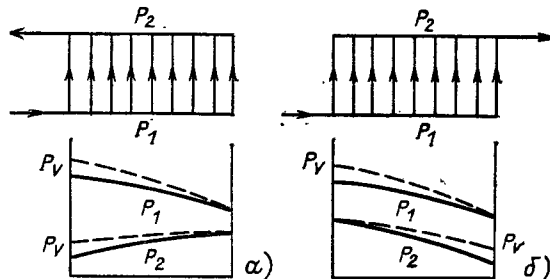


Рис. 8. Распределение давления в соединительных трубах

трубах, изменением количества движения вследствие изменения скорости жидкости.

Необходимо различать две схемы течения жидкости через пластины [15]. Эти схемы показаны на рис. 8. При схеме течения, соответствующей рис. 8, а, входные и выходные отверстия имеются только на крышке аппарата, и поэтому возможна только одноходовая схема течения. Потери на трение и динамический напор p_v (рис. 8, а) приводят к максимальным гидравлическим потерям в плоском канале, ближайшем к крышке с входными (выходными) отверстиями, и к снижению гидравлических потерь по мере удаления от входа.

При движении жидкости по схеме, изображенной на рис. 8, б, входные и выходные отверстия находятся на фиксированной и прижимной крышке соответственно. Такая схема течения применяется для каждого хода при многоходовом течении жидкости. Потери на трение и динамический напор в этом случае обычно приводят к меньшему перепаду давления в пакете пластин, чем при течении по схеме на рис. 8, а.

3.7.8. Отложения

Проблема отложений, которую часто называют наиболее сложной в теплопередаче, для пластинчатых теплообменников обычно решается проще, чем для большинства других типов аппаратов. Высокая турбулизация потока между пластинами сводит к минимуму образование большинства разновидностей отложений. Высокая турбулизация потока также расширяет возможности очистки непосредственно на месте. Если необходима очистка вручную, то этот тип теплообменника легко может быть разобран, очищен и снова собран.

Экспериментальные данные по отложениям на пластинчатом и в трубчатом теплообменниках при охлаждении водой из градирни приведены в [16]. Из этих данных следует, что термическое сопротивление отложений на пластинах вдвое меньше, чем в трубчатых аппаратах. Результаты одного из экспериментов приведены на рис. 1. Термическое сопротивление отложений на пластинах составляло всего лишь 25% значений, рекомендуемых стандартами ТЕМА при охлаждении водой из градирни.

Эти эксперименты были приведены с гофрированными пластинами с колосовидным гофром и при расстоянии между ними, равным 3 мм. Этот тип пластин в большей степени турбулизует поток, чем пластины с ступенчатым гофром, и поэтому отложения от некоторых жидкостей, способствующих наклеообразованию, менее существенны. Пластины с колосовидным профилем гофра имеют, как правило, большее число точек контакта, и если в жидкости имеются твердые частицы, то они могут стать причиной блокирования проходных сечений. Тем не менее из-за высокой турбулизации потока между пластинами пластинчатые теплообменники позволяют достигнуть минимальных отложений.

Использование данных по отложениям в трубчатых аппаратах не рекомендуется, поскольку коэффициенты теплоотдачи в пластинчатых теплообменниках намного выше. При разработке конструкции пластинчатых тепло-

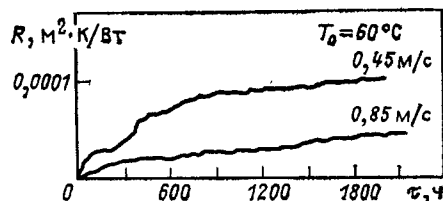


Рис. 1. Термическое сопротивление отложений для двух значений скоростей на пластине

обменников рекомендуется использовать значения термических сопротивлений отложений, не превышающие 1/5 значений для трубчатых аппаратов [17].

3.7.9. Тепловое перемешивание

Одноходовая схема течения в больших промышленных пластинчатых теплообменниках часто более предпочтительна, чем многоходовая, поскольку при этом можно избежать применения жестких соединительных патрубков между пластинами и тем самым обеспечить доступность по всем пластинам в аппарате. Однако при одноходовом течении для пластин любого типа имеется одно конкретное соотношение между параметром NTU в перепадом давления. Поэтому не всегда можно удовлетворить в точности требования к заданным теплогидравлическим характеристикам. Эта проблема может быть решена, если использовать следующую особенность: значение NTU для пластин с колосовидным гофром зависит в широких пределах от угла пересечения гребней гофра [20].

Как показано на рис. 1, при использовании механически совместимых пластин с двумя различными углами пересечения гребней гофра можно получить и различные тепловые характеристики (рис. 2). При этом получаются высокие, средние и низкие значения параметра NTU . Кроме того, комбинируя пакет пластин одного типа с пакетом пластин с различным значением NTU , можно изменять окончательное значение NTU теплообменника в пределах между значениями для двух комбинируемых типов пластин. Преимущество такого подхода заключается в том, что возможно более точно выполнить требования по мощности в пределах между значениями NTU для двух типов пластин, не отказываясь от одноходовой схемы течения.

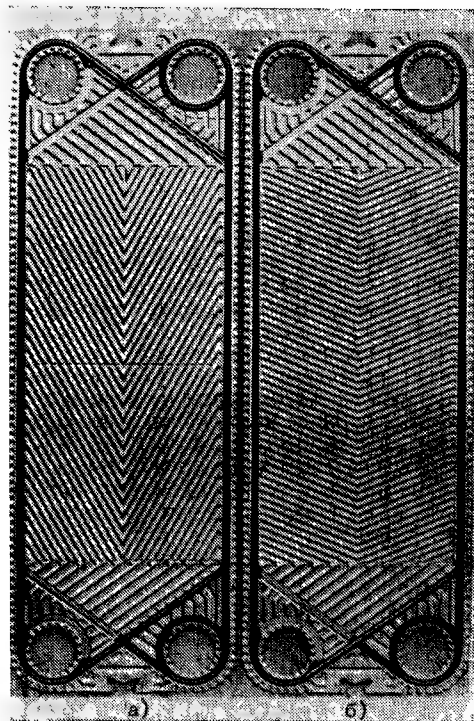


Рис. 1. Пластины с различными углами пересечения гребней гофра:

а — $\beta = 120^\circ$; б — $\beta = 60^\circ$

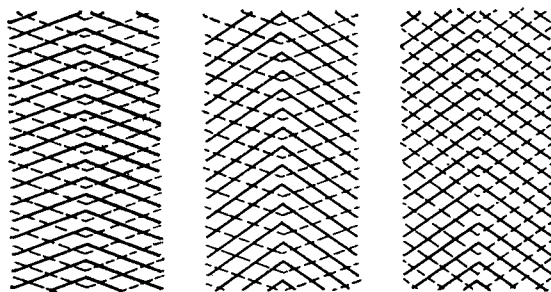


Рис. 2. Схемы пересечения гребней гофра

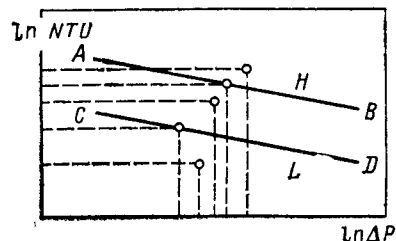


Рис. 3. Зависимость параметра NTU от потерь давления для пластин с различными углами пересечения гребней гофра

Различные комбинации пластин представлены в виде соотношения между NTU и Δp на рис. 3. Линия AB соответствует пластинам только с высоким значением NTU , линия CD — пластинам только с низким значением NTU . Плоским каналам, образованным из комбинации пластин с различным значением NTU и в нужной пропорции, соответствует область $ABCD$. В этом случае в каждом наборе плоских каналов жидкость нагревается до различной температуры, но после перемещения на выходе получается требуемая температура.

При параметрах ниже линии CD необходима дополнительная поверхность для обеспечения требований по перепаду давления, тогда как при значениях параметров выше линии AB необходимо использовать более чем один ход течения жидкости. В любом случае многоходовая схема течения жидкости более предпочтительна для небольших аппаратов, в которых внутренние соединения легко могут быть разобраны для проверки пластин.

3.7.10. Применение для двухфазных потоков

Хотя почти все типы пластинчатых теплообменников специально спроектированы для однофазных теплоносителей, многие аппараты эксплуатируются при течении двухфазных потоков. В частности, эти теплообменники часто используются для выпаривания жидкостей с вязкостью до 0,5 Па·с.

Пластиначатые теплообменники также используются для охлаждения смесей газов и водяного пара, когда возникает необходимость в близких значениях температур по горячей и холодной сторонам.

Для многих случаев работы при конденсации эти теплообменники могут иметь высокую эффективность, в особенности при небольших тепловых потоках, обусловленных либо низкой разностью температур, либо плохими теплофизическими свойствами жидкостей. Однако поскольку размеры отверстий в пластинах фиксированы для каждого типа пластин и расстояние между ними мало, перепад давления часто является определяющим фактором для конструкций с конденсирующим теплоносителем. Если возможна работа при очень низком перепаде давления в паре, то рабочей будет только часть длины пластины и эффективность будет ниже.

Для аппаратов, имеющих низкое давление или работающих под вакуумом, основное требование при проектировании заключается в точном определении перепада давления, поскольку потери давления могут существенно повлиять на температуру конденсации и тем самым на разность температур [21].

Потери давления в паре зависят не только от расхода, но также и от профиля температур на пластине. Если нагреваемая жидкость протекает в противотоке пару, потери давления в паре будут меньше, чем при прямоточном

течении при одинаковых расходах пара. Это вызвано тем, что при прямотоке конденсация происходит в основном в верхней половине пластины, что приводит к снижению средней скорости пара.

Потери давления в паровой фазе можно определить методами для расчета перепада давлений в двухфазном потоке [22], но эта вычислительная процедура настолько сложна, что может быть выполнена только с помощью ЭВМ.

Раздел 3.8

ВОЗДУХООХЛАЖДАЕМЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Пэйкерт

3.8.1. Типы воздухоохлаждаемых теплообменников

Воздухоохлаждаемые теплообменники представляют собой охладители или с механической прокачкой воздуха, или с естественной тягой (сухие градирни).

А. Охладители с механической прокачкой воздуха. В охладителях с механической прокачкой воздуха охлаждающий воздух может нагнетаться или засасываться с помощью вентилятора. При нагнетании воздуха в вентилятор поступает холодный воздух, при всасывании — нагретый (рис. 1). Следовательно, при одинаковых объемных расходах воздуха массовая скорость и эффективность охлаждения в теплообменниках с нагнетательным вентилятором будут выше. Для достижения такой же эффективности охлаждения (т. е. такой же массовой скорости воздуха), как и в охладителях с нагнетательным вентилятором, в охладителях с вытяжным вентилятором необходимо

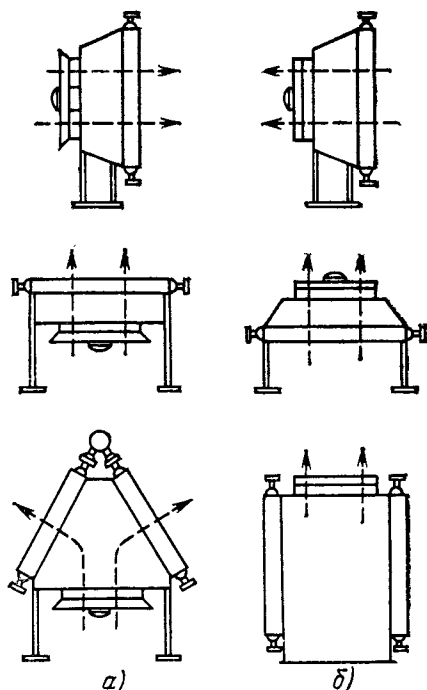


Рис. 1. Компонка воздухоохлаждаемых теплообменников с нагнетательной (а) и вытяжной (б) вентиляцией

увеличить объемный расход воздуха, что потребует больших затрат мощности на прокачку. Несмотря на эти недостатки, охладители с вытяжным вентилятором часто выбираются из-за таких преимуществ, как более равномерное распределение воздуха в пучке и защита теплообменной поверхности от повреждений при ливневых дождях, снегопадах, при выпадении града или града с дождем.

В. Теплообменники с естественной тягой. В воздушных охладителях с естественной тягой охлаждающий воздух всегда отсасывается из теплообменника, причем прокачка воздуха осуществляется в градирнях высотой 100—150 м за счет разности плотностей воздуха, нагретого в градирне, и в окружающей среде.

При большой высоте градирни и высокой температуре воздуха на выходе из теплообменника скорость воздуха может достигать значительных величин, а удельный расход воздуха может достичь величин, характерных для охладителей с механической прокачкой с помощью вентиляторов.

Расположение теплообменников с естественной тягой зависит от размера и контура градирни. В градирнях малого диаметра может оказаться более удобным расположение теплообменников по периметру, при этом возможна зигзагообразная установка секций, которая позволяет увеличить площадь проходного сечения для воздуха на входе (рис. 2). В градирнях большого диаметра теплообменники обычно устанавливаются по всему внутреннему

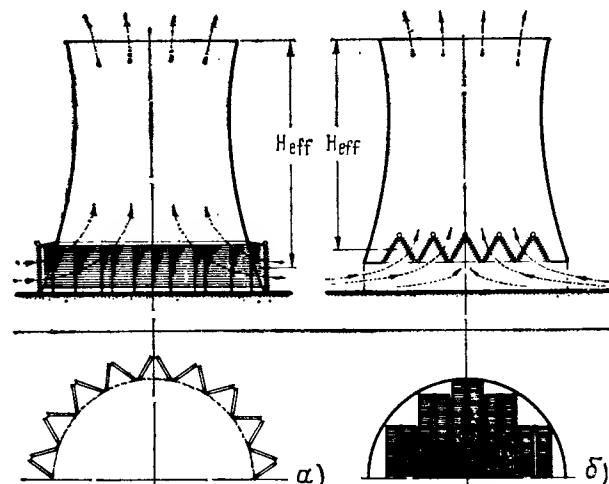


Рис. 2. Расположение теплообменников в сухой градирне по периметру основания (а) и поперечно-секционное (б)

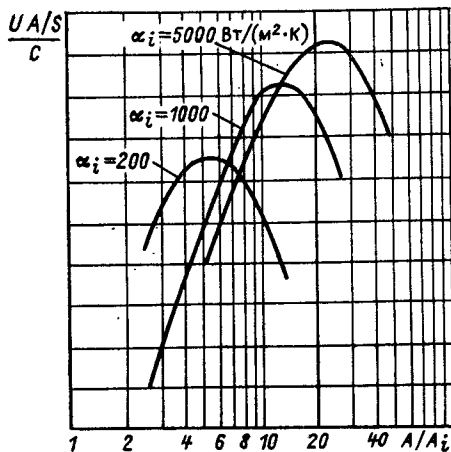


Рис. 1. Оптимальные значения поверхности ребренных труб

сечению. Они могут быть установлены горизонтально или зигзагообразно, в одной плоскости или в форме звезды (рис. 2, б).

3.8.2. Системы ребренных труб для воздушных охладителей

Относительно низкие коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха по сравнению с коэффициентами для охлаждаемых или конденсируемых технологических жидкостей могут быть частично компенсированы развитием поверхностей со стороны воздуха. Это осуществляется посредством применения пучков ребренных труб.

За счет ребрения теплообменная поверхность может быть увеличена в 10—25 раз по сравнению с поверхностью гладких труб. Степень развития поверхности оптимизируется с учетом экономических соображений и технологии изготовления.

Одним из критериев для оптимизации является параметр, характеризующий рост теплоотдачи при ребрении и отнесенный к единице стоимости, который вначале увеличивается с ростом степени развития поверхности A/A_i , но после достижения оптимальных значений начинает уменьшаться (рис. 1). Максимальное значение этой функции дает оптимальное значение степени развития поверхности, которое увеличивается с ростом коэффициента теплоотдачи в трубах.

В оптимизируемом параметре $UA/S/C$ в соответствии с рис. 1 как A/S , так и U зависят от степени развития поверхности. Параметр A/S — площадь поверхности, контактирующей с воздухом, на 1 м^2 проходного сечения потока воздуха — легко может быть найден для выбранного типа ребренных труб (рис. 2).

Коэффициент теплопередачи U зависит от большого числа параметров и определяется равенством

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_F \alpha_o A} + \frac{1}{\alpha_i A_i} + R_f, \quad (1)$$

где α_o — среднее значение переменного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха; η_F — эффективность ребрения (рис. 3); α_i — коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя в трубах; R_f — термическое сопротивление, включающее контактное сопротивление меж-

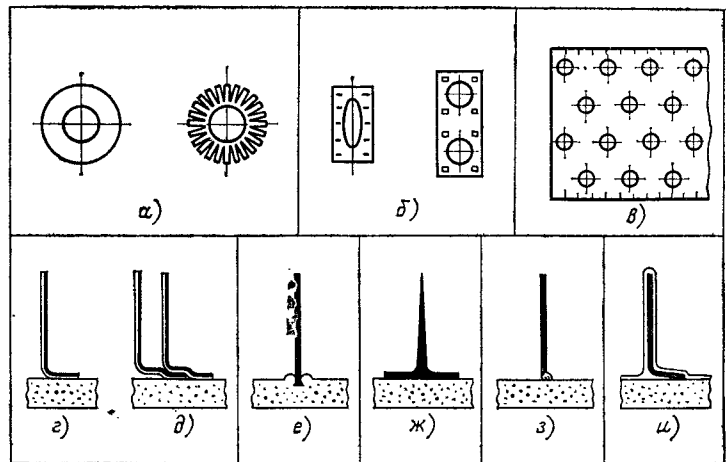


Рис. 2. Различная геометрия и способы крепления ребренных труб:

а — надетые с натягом круглые ребра; б — прямоугольные ребра, припаянные к круглым или эллиптическим трубам; в — пучки труб с припаянными или натянутыми прямоугольными ребрами; г — приваренные одиночные L-образные ребра; д — наложенные друг на друга L-образные ребра; е — вставленные в пазы ребра; ж — ребра, образованные методом выдавливания; з — приваренные или припаянные ребра; и — ребра с металлическим покрытием

ду ребром и несущей трубой, сопротивление отложений внутри труб, стенок труб и отложений на наружной поверхности труб, причем последние два сопротивления пренебрежимо малы; A — общая площадь поверхности теплообмена по одной стороне.

А. Наиболее распространенные ребренные трубы. На рис. 2 показаны типичные ребренные трубы для воздухоохлаждаемых теплообменников и различные методы крепления ребер на трубах.

Контактное сопротивление у основания ребра является ограничивающим фактором при использовании ребрения труб.

Алюминиевые ребра, посаженные с натягом на стальную трубу (рис. 2, а и г), имеют высокие контактные сопротивления, которые быстро увеличиваются при повышении температуры. Поэтому их применение ограничено температурами до 100°C , поскольку при более высоких температурах крепление ребер к трубам ослабляется вследствие большего термического расширения алюминия.

Ребра, устанавливаемые в канавки и закрепленные, как показано на рис. 2, е, применимы до температуры 350°C , но при этом требуются трубы с толщиной стенок, увеличенной на глубину канавки.

Ребра, выдавленные из алюминиевых труб с тонкими стенками (рис. 2, ж), обеспечивают хороший контакт даже при использовании тонкостенных труб, так что рабочие температуры до 250°C вполне допустимы. Крепления ребер к трубам, показанные на рис. 2, б, з, и, приводят к меньшим контактным сопротивлениям и применяются при температурах, не превышающих температуры плавления припоя. Для трубы с плоскими ребрами (рис. 2, б) допускается применение любых типов крепления к трубам любой формы и при любых размерах ребер. Для ребер

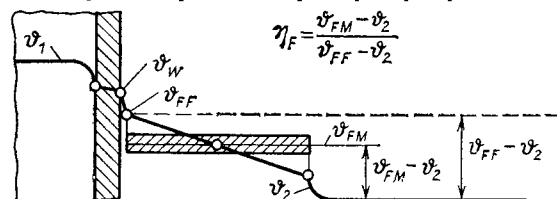


Рис. 3. Распределение температуры в ребре (к определению эффективности ребра)

пластинчатого типа допускается применение турбулизаторов, которые увеличивают теплоотдачу со стороны воздуха при низких скоростях воздуха и перепадах давления. При горячем оцинковании на оребренные трубы наносится однородная металлическая планка, которая также служит дополнительной защитой от коррозии. Приваренные ребра (рис. 2, а) используются при высоких температурах (свыше 400 °С), а также при отсутствии возможности применить описанные выше способы креплений.

В. Эффективность ребра и распределение температуры в оребренных трубах. Эффективность ребра η_F оценивается в соответствии со схемой, показанной на рис. 3.

Для плоских ребер с постоянной толщиной

$$\eta_F = th X/X; \quad (2)$$

здесь

$$X = h(2\alpha_o/\lambda_F \delta_F)^{1/2}, \quad (3)$$

где h — высота ребра (часто непостоянна); α_o — коэффициент теплоотдачи (изменяется вдоль ребра); λ_F — теплопроводность материала ребра (для оцинкованных ребер теплопроводность выбирается как комбинация значений для материала ребра и слоя цинка); δ_F — толщина ребра (часто непостоянна).

На рис. 3 проиллюстрировано типичное распределение температуры по высоте ребра.

3.8.3. Пучки оребренных труб

Выбранные оребренные трубы собираются в прямоугольные пучки с шириной до 3 м и длиной до 15 м преимущественно с числом рядов труб от четырех до восьми. Способ размещения труб в охладителе существенно влияет на характеристики теплообменника.

Для коридорных пучков оребренных труб потери давления и коэффициенты теплоотдачи ниже примерно на 60 и 30% соответственно, чем для шахматных пучков, которые наиболее часто используются благодаря их компактности.

Средние коэффициенты теплоотдачи уменьшаются при увеличении числа рядов. Коэффициенты теплоотдачи часто относят к пучку из шести рядов, и при изменении числа рядов они должны быть скорректированы.

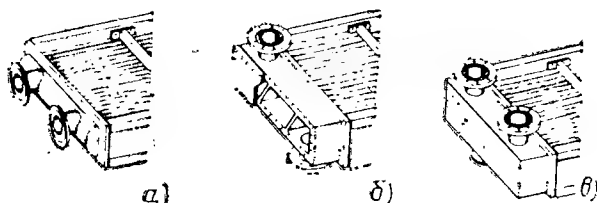


Рис. 1. Распределительные и сборные коллекторы:

а — полностью приваренный; б — со съемной крышкой; в — со съемными заглушками

Пучки оребренных труб следует рассчитывать с учетом диаметра вентилятора и числа труб. В определенных пределах стоимость более длинных пучков труб ниже, чем коротких, поскольку число труб и сварных соединений на трубной доске уменьшается.

Распределительные коллекторы для подачи теплоносителя в трубы могут быть приварены или привинчены к трубным доскам (рис. 1). Полностью приваренные коллекторы гарантируют хорошее уплотнение, но механическая очистка труб становится невозможной. В случаях, когда требуется регулярная очистка труб от отложений, должны быть предусмотрены коллекторы с болтовыми соединениями. Обычным явлением считается установка съемных крышек (заглушек). Термические расширения в трубах должны быть приняты во внимание и компенсированы подвижной трубной доской. Большие изменения температуры теплоносителя в трубах вынуждают принимать дополнительные меры, в частности уплотнение коллекторов. На рис. 2 изображен типичный охладитель с оребренными трубами.

3.8.4. Тепловой расчет

А. Оценка коэффициентов теплоотдачи в трубах. В соответствии с заданием на проектирование начальные значения коэффициентов теплоотдачи могут быть найдены с помощью табл. 1, 2. Приведенные значения относятся к типичным условиям, в которых работают воздушные охладители и конденсаторы.

Если условия течения в трубах, такие, как скорость и температура жидкости или разность температур при

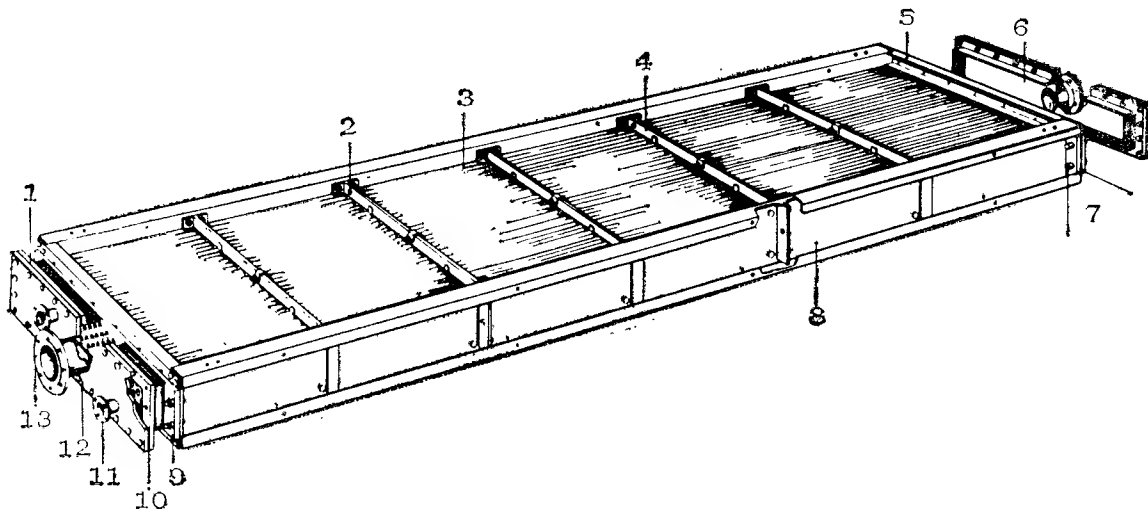


Рис. 2. Воздухоохлаждаемый теплообменник с пучком оребренных труб:

1 — распределительный коллектор; 2 — монтажные отверстия; 3 — эллиптические оребренные трубы; 4 — опора труб; 5 — закрывающая полоса; 6 — сборный коллектор; 7 — затяжной болт подвижной трубной доски; 8 — стенки; 9 — неподвижная трубная доска; 10 — уплотнение; 11, 12 — вентили; 13 — крышка коллектора

Таблица 1. Оценка коэффициентов теплоотдачи для жидкостей в трубах (скорость жидкости около 1 м/с)

Жидкость	α_i , Вт/(м ² ·К)
Вода	2000—4000
Парафины (C ₈ H ₁₄ —C ₁₁ H ₂₄)	800—1200
Бензин (толуол)	1000—1500
Метанол	1400—1700
Этанол	1100—1500
Гексанол	600—800
Октанол	400—800

Таблица 2. Оценка коэффициентов теплоотдачи при конденсации

Конденсируемый пар	α_i , Вт/(м ² ·К)
Водяной пар	3000—5000
Парафины	800—1600
Бензин (толуол)	1400—1800
Этанол	1500—2000
Метанол	1600—2200
Аммиак	2500—3000
Хладагент R 12	1000—1500

конденсации или испарении, известны либо заданы, то коэффициенты теплоотдачи в трубах могут быть определены более точно.

В. Выбор оребренных труб. Оцененные коэффициенты теплоотдачи позволяют получить в первом приближении требуемое значение отношения A/A_i для оребренных труб, которое выбирается с помощью рис. 1, § 3.8.2. Теплогидравлические характеристики выбранных оребренных труб должны быть известны в зависимости от скорости воздуха [рис. 1, § 3.8.2, уравнение (1), § 3.8.2].

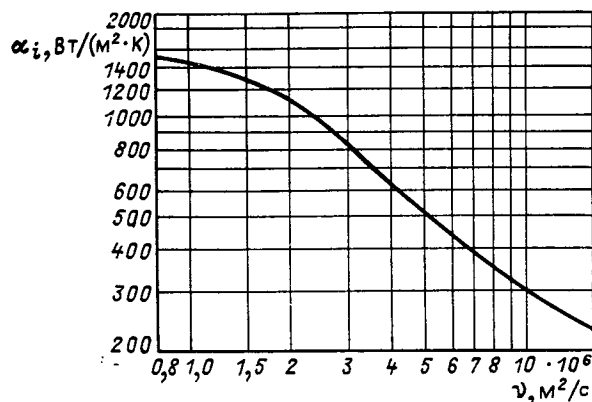


Рис. 1. Зависимость коэффициентов теплоотдачи минеральных масел от вязкости

С. Выбор скорости охлаждающего воздуха. Скорость охлаждающего воздуха задается в узких пределах, поскольку потери давления со стороны воздуха почти пропорциональны квадрату скорости и вследствие низкого статического давления (от 100 до 200 Па), обеспечиваемого вентилятором. Скорость изменяется от 2 до 4 м/с в зависимости от наружной поверхности, числа рядов труб n , допустимого и возможного подогрева воздуха.

Д. Коэффициент теплопередачи. После определения α_i и скорости воздуха может быть найден коэффициент теплопередачи для выбранных пучков оребренных труб по (1), § 3.8.2, или с помощью рис. 2. Если необходимо учитывать термическое сопротивление отложений в трубах, то определяются действительные коэффициенты теплоотдачи по соотношению

$$\frac{1}{\alpha_{i\text{сер}}} = \frac{1}{\alpha_i} + r_f, \quad (1)$$

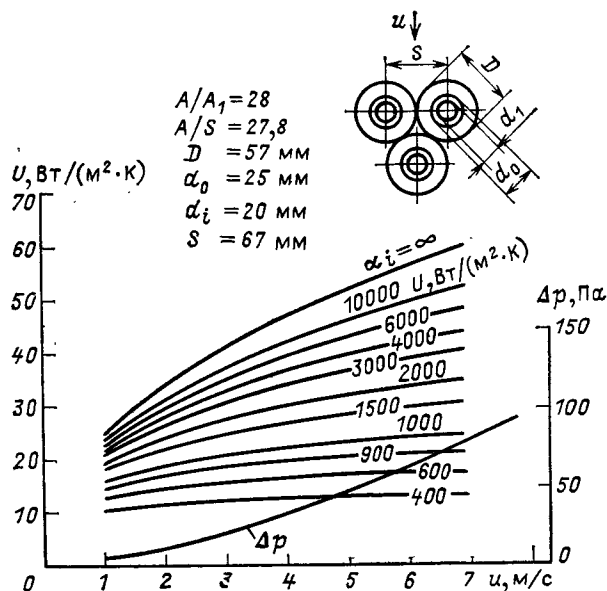


Рис. 2. Зависимость коэффициентов теплопередачи U и потерь давления воздуха Δp_{air} от скорости

где сопротивление отложений r_f может быть найдено в соответствующем справочнике или из опыта.

Вообще говоря, термическое сопротивление отложений на наружной стороне труб нет необходимости учитывать при расчете U . Хотя относительно высокие отложения на наружной поверхности могут существенно повлиять на воздушный поток через теплообменник и, таким образом, уменьшить эффективную разность температур, они едва ли повлияют на значения U из-за относительно малого теплового потока.

Е. Число рядов труб. Число необходимых рядов труб зависит как от установленных требований, так и от эффективности выбранного типа оребренных труб. Для грубых оценок число рядов n_R может быть выражено через один параметр α , который содержит разность температур жидкости $t_{prod,i}$ и воздуха $t_{air,i}$ на входе и значение параметра $U(A/S)$ оребренных труб (рис. 3):

$$\alpha = \frac{t_{prod,i} - t_{air,i}}{UA/S} = \frac{\Delta \theta_0}{UA/S}, \quad (2)$$

$$n_R = c_1 \alpha^{c_2}, \quad (3)$$

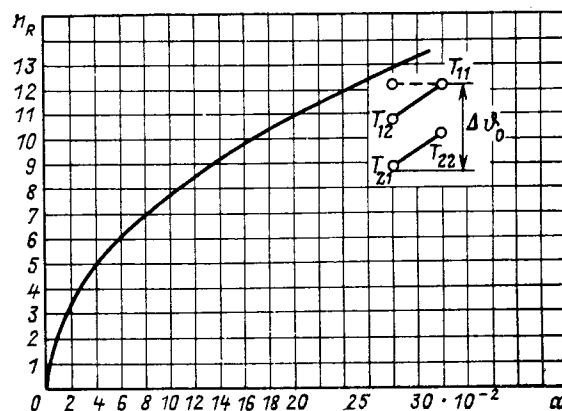
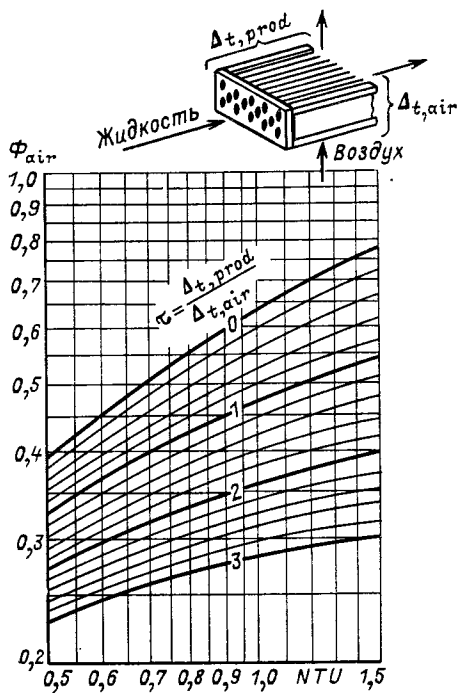


Рис. 3. Оптимальное число рядов труб для воздухоохладителей

Рис. 4. Тепловое число Φ_{air} при перекрестном токе

где $c_1=24$ для пучков оребренных труб, изображенных на рис. 2; $c_2=0,49$.

Г. Тепловое число Φ_{prod} для теплоносителя в трубах. Вспомогательный параметр Φ_{prod} , используемый в тепловых расчетах, определяется как

$$\Phi_{prod} = \frac{\Delta t_{prod}}{\Delta \vartheta_o} = \frac{t_{prod,i} - t_{prod,o}}{t_{prod,i} - t_{air,i}} \quad (4)$$

Он применяется для определения эффективной разности температур ΔT_E и необходимой для определения площади поверхности теплообмена.

Г. Число К. Безмерное число K для одного ряда труб определено как

$$K = UA/S/\rho c_p, \quad (5)$$

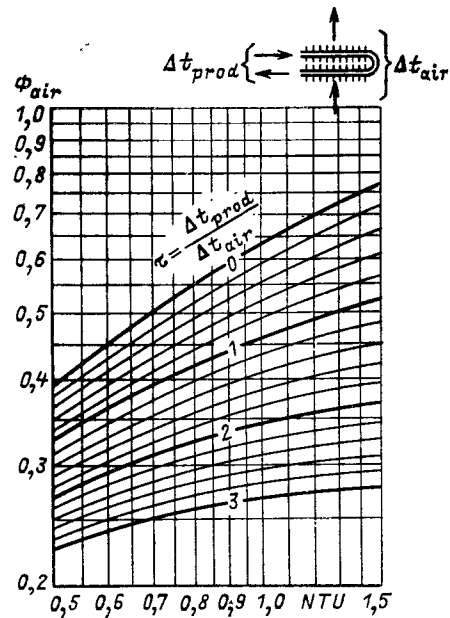
где c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении.

Н. Число единиц переноса. Безразмерное число NTU равно:

$$NTU = n_R K = \frac{\Delta t_{air}}{\Delta T_E}. \quad (6)$$

В оптимальных конструкциях значение NTU лежит в пределах $0,8 < NTU < 1,5$. Эти величины уже позволяют получить контрольные значения u и n_R .

И. Тепловое число Φ_{air} для воздуха. Значения безразмерного параметра $\Phi_{air} = \Delta t_{air}/\Delta \vartheta_o$ для различных типов потока в воздухоохладителях приведены в [1, 2]. Для трех наиболее распространенных схем течения жидкости в трубах воздухоохладителей значение Φ_{air} рассчитывается по (7), (8) и (10) или с помощью рис. 4—6. Кроме известного параметра NTU эти уравнения содержат параметр $\tau = \Delta t_{prod}/\Delta t_{air}$, который должен быть заранее известен. Обычно τ имеет значения от 0 до 1, но могут быть и большие значения. При изотермической конденсации $\Delta t_{prod}=0$

Рис. 5. Тепловое число Φ_{air} при перекрестно-противоточном токе

и $t=0$, поэтому Φ_{air} имеет одинаковые значения для всех схем течения жидкостей в трубах.

Для схемы течения, показанной на рис. 4,

$$\Phi_{air} = \frac{1 - \exp\{-\tau[1 - \exp(-NTU)]\}}{\tau} \quad (7)$$

При течении в U-образных трубах по схеме на рис. 5

$$\Phi_{air} = \frac{1}{\tau} \left[1 - \frac{1}{1 + (1 - \varphi_o/2)(e^{2\tau\varphi_o} - 1)} \right]; \quad (8)$$

$$\varphi_o = 1 - e^{NTU/2}. \quad (9)$$

При течении в гнутых трубах по схеме на рис. 6

$$\Phi_{air} = \frac{1 - e^{-(1-\tau)NTU}}{1 - \tau e^{-(1-\tau)NTU}}. \quad (10)$$

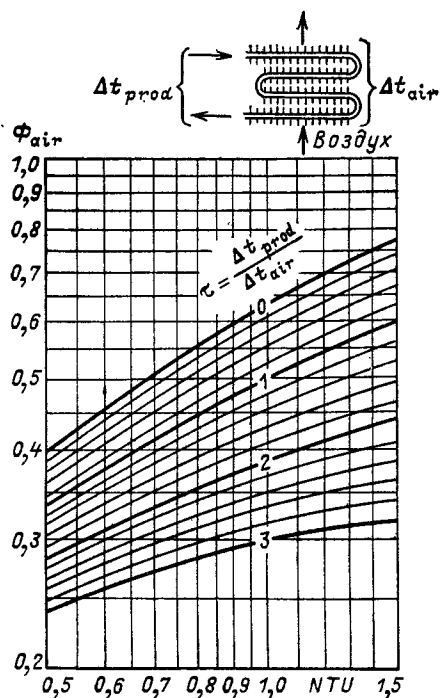
Схемы течения в трубах выбираются в соответствии с расходом теплоносителя, который охлаждается или конденсируется, и с разностью температур между теплоносителем и охлаждающим воздухом. Схема на рис. 4 применяется при большом расходе теплоносителя или при высокой разности температур, схема на рис. 5 — для охладителей с малым расходом жидкости при большой разности температур, схема на рис. 6 — при высоком давлении в охладителях или в тех случаях, когда профили температуры по горячей и холодной стороне сближаются или пересекают друг друга.

Ж. Эффективная разность температур. ΔT_E находится по (6).

Для того чтобы упростить расчеты и избежать последовательных приближений, (7) — (10) могут быть преобразованы в уравнение

$$\Delta T_E/\Delta \vartheta_o = \Phi_{air}/NTU, \quad (11)$$

которое может быть решено графически в виде зависимости от Δt_{prod} и NTU . Соответствующие графические зависимости для трех схем течения в трубах представлены на рис. 7—9.

Рис. 6. Тепловое число Φ_{air} при противотоке

К. Площадь теплообменной поверхности А. Требуемая площадь теплообменной поверхности равна:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_E}, \quad (12)$$

где $\dot{Q}$ — общее количество теплоты, передаваемой в теплообменнике.

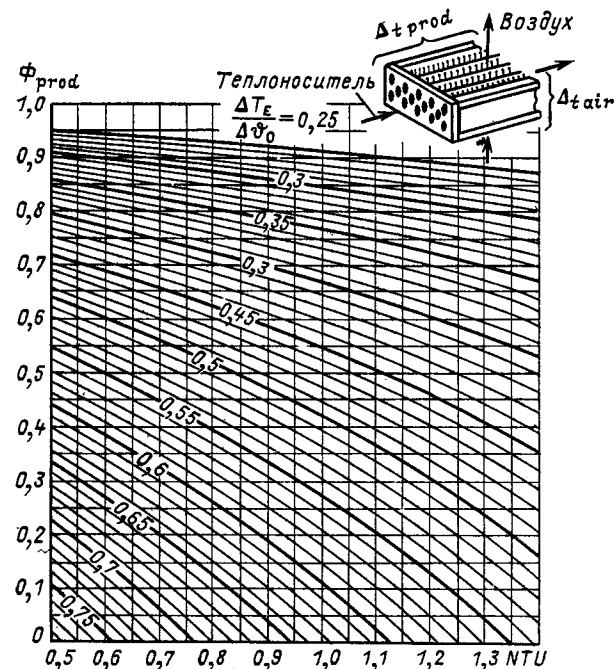


Рис. 7. Эффективная средняя разность температур при перекрестном токе

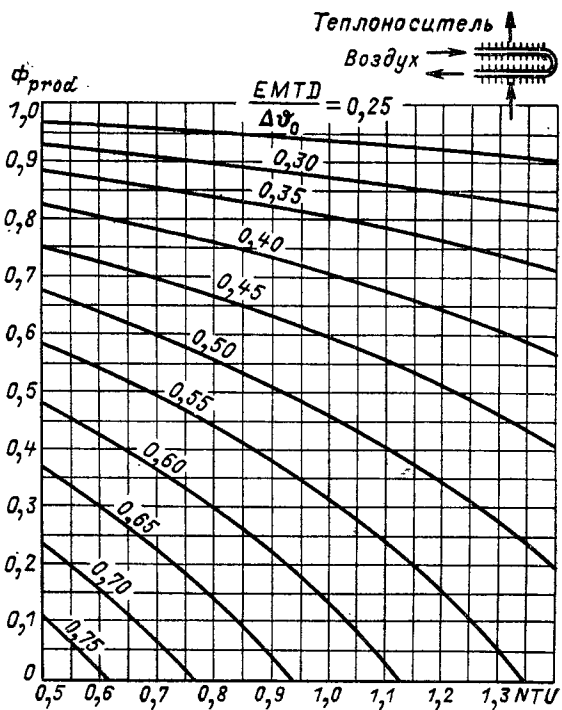


Рис. 8. Эффективная средняя разность температур при перекрестно-противоточном потоке

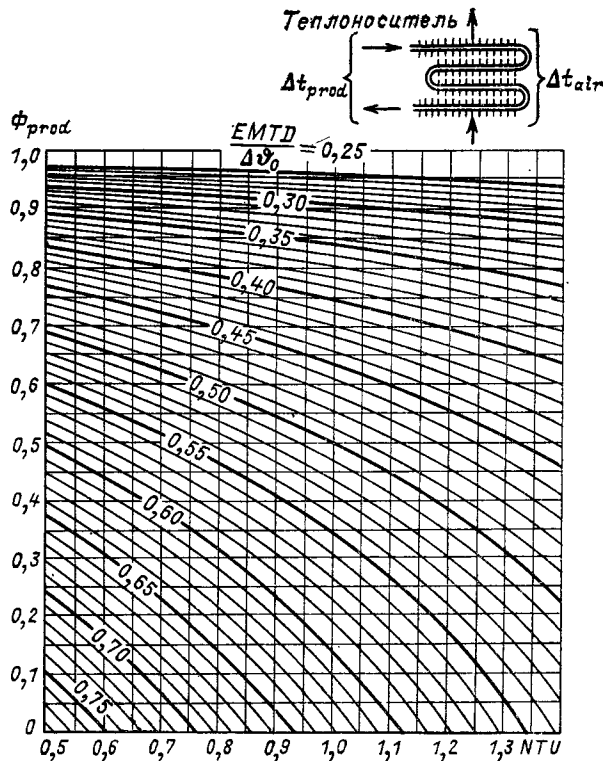


Рис. 9. Эффективная средняя разность температур при противотоке

Л. Площадь пучка, перпендикулярная потоку воздуха. Площадь пучка, перпендикулярная потоку воздуха, находится по выражению

$$S = \frac{A}{A/Sn_R} \quad (13)$$

По ней находятся длина и ширина, при которых получаются разумные размеры пучка.

3.8.5. Прокачка воздуха вентиляторами

А. Выбор размера и типа вентилятора. Для подачи воздуха используются осевые вентиляторы, которые могут работать с большими объемами и при низком давлении. Для обеспечения хорошего распределения воздуха должно быть выполнено следующее соотношение между площадью фронтального сечения пучка S и площадью проходного сечения вентилятора S_v :

$$1,8 < S/S_v < 2,6. \quad (1)$$

Как правило, осевые вентиляторы имеют от четырех до восьми лопастей, и с увеличением их числа растет производительность вентилятора и его стоимость. Если объем воздуха остается заданным, то при увеличении числа лопастей может быть уменьшена частота вращения. Это благоприятно воздействует на уменьшение шума и увеличение эффективности.

В. Мощность, потребляемая вентиляторами. Мощность потребляемая вентилятором, часто составляет 1–30% тепловой мощности теплообменника. Для грубой оценки может служить выражение

$$N = \frac{\dot{V} (\Delta p_{stat} + \Delta p_{dyn})}{1000 \eta_v}, \quad (2)$$

где $\dot{V}$ — объемный расход воздуха, м³/с; Δp_{stat} — статическая разность давлений, Па; Δp_{dyn} — динамический напор в проходном сечении вентилятора, Па, который определяется по аэродинамическим характеристикам вентилятора или рассчитывается по объемному расходу и эффективной площади проходного сечения вентилятора:

$$\Delta p_{dyn} = \left(\frac{\dot{V}}{SVE} \right)^2 \frac{\rho}{2}; \quad (3)$$

$$\Delta p_{dyn} = 40 \div 60 \text{ Па};$$

η_v — коэффициент полезного действия вентилятора (обычно $\eta_v = 0,6 \div 0,7$).

При выборе мощности вентилятора по аэродинамическим характеристикам необходимо иметь в виду, что эти характеристики применяются только до определенной температуры и что мощность должна быть приведена к температуре воздуха в поперечном сечении вентилятора. На рис. 1 показана типичная аэродинамическая характеристика осевого вентилятора. Для уменьшения работы при вычислениях аэродинамические характеристики построены с учетом динамического напора и коэффициента полезного действия вентилятора, и поэтому необходимо знать только статический напор и объемный расход воздуха, чтобы определить потребляемую мощность и угол наклона лопастей.

С. Конструкция привода вентилятора. Вентиляторы и привод должны иметь низкую стоимость, жесткость и надежность. Поэтому вентиляторы с диаметром от 1,5 м часто устанавливаются непосредственно на валу двигателя. Если используются вентиляторы большего диаметра, то для уменьшения шума (растущего с увеличением частоты вращения) частота вращения вентилятора должна быть уменьшена. Самым экономичным способом уменьшения частоты вращения является использование клиновидной ременной передачи между двигателями и вентилято-

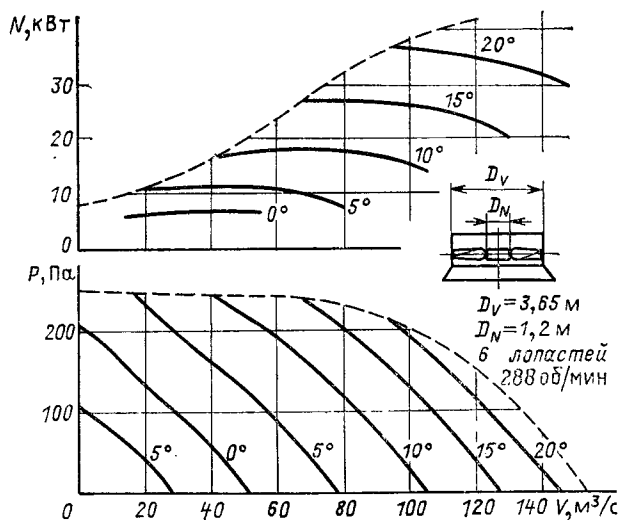


Рис. 1. Аэродинамическая характеристика вентилятора (объемный расход воздуха, статическое давление и затраты энергии)

ром. Клиновидные ремни используются при мощности приводов до 30–40 кВт. При более высоких мощностях приводов используются различные типы редукторов с шестеренчатой передачей. Они могут быть установлены на бетонной опоре при удлиненном вале вентилятора или непосредственно закреплены на ступице вентилятора (рис. 2).

Поскольку вентилятор всегда обеспечивает постоянный объемный расход воздуха, необходимо увеличение мощности привода при снижении температуры, особенно в зимних условиях, когда уменьшается плотность воздуха. Это должно быть учтено при выборе двигателя вентилятора, мощность которого не регулируется. В этом случае мощность двигателя должна быть на 25–30% выше. Для вентиляторов, лопасти которого приспособлены для работы в летних и зимних условиях, запас мощности может составлять до 15%.

Д. Расчетная температура воздуха. Расчетная температура охлаждающего воздуха играет большую роль при проектировании воздушных охладителей для оценки экономических показателей, так как разность температур теплоносителя в трубах и воздуха на входе прямо пропорциональна требуемой теплообменной поверхности. Из-за сезонных изменений температуры атмосферного воздуха расчетная температура должна быть выбрана таким образом, чтобы она не выходила за допустимые пределы, обеспечивающие процесс охлаждения, и в то же время оставалась приемлемой с точки зрения стоимости аппарата. В общем, эта температура не равна максимальной температуре воздуха в районе нахождения предприятия, а является температурой, которая не превышалась в течение 94–96% времени работы в течение года. Отбрасывая полную нагрузку для остающихся 4–6% времени работы в течение года, можно уменьшить расчетную температуру воздуха на 12–14°C и сократить стоимость на 50–60%, например, при температуре охлаждаемого теплоносителя 60°C при типичном графике годового изменения температуры в период работы, представленном на рис. 3. Если уменьшение нагрузки в течение нескольких часов в год недопустимо или температуры охлаждаемого теплоносителя занижены, нагрузка может быть увеличена увлажнением воздуха, что приводит к его охлаждению почти до температуры влажного термометра. Например, температура влажного термометра атмосферного воздуха при 32°C приблизительно равна 20–24°C в зависимости от

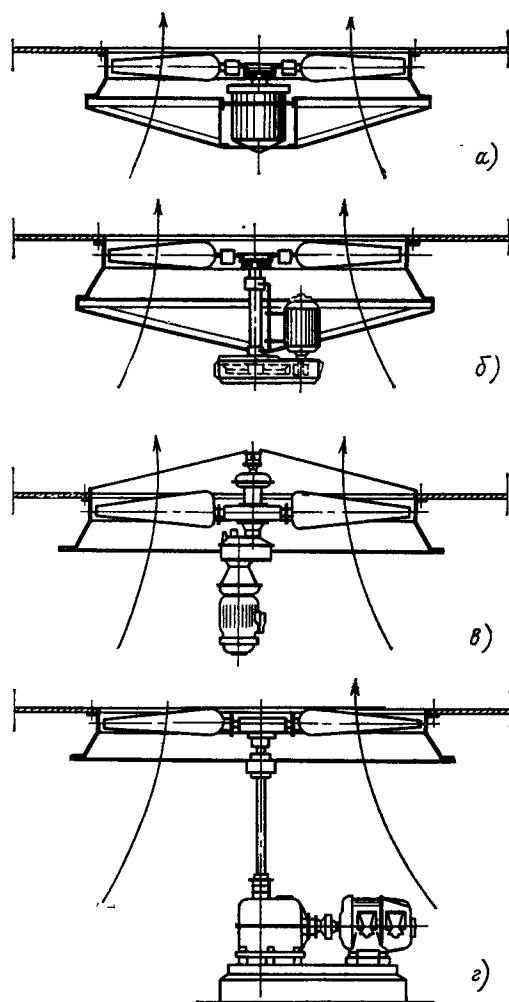


Рис. 2. Приводы вентиляторов:

а — прямой привод; б — клиноременная передача; г — подвесной привод с шестеренчатым редуктором; г — выносной привод с редуктором, установленный на бетонной опоре

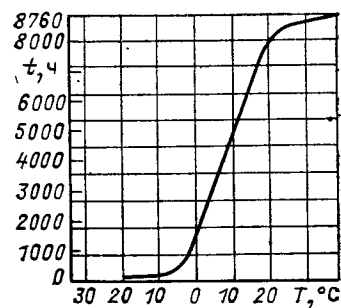


Рис. 3. Изменение наружной температуры сухого термометра в воздухе за время работы теплообменника в течение года

относительной влажности. Должно применяться только кратковременное увлажнение воздуха в специальных случаях, в противном случае могут резко увеличиться коррозия или отложения на поверхности оребренных труб.

3.8.6. Естественная конвекция воздуха в габриджах

При мощности теплообменника свыше 100 МВт затраты энергии на прокачку вентиляторами становятся настолько большими, что в большинстве случаев использование габридж экономически более целесообразно. Расход воздуха в габриджах с естественной конвекцией определяется движущим напором горячего воздуха в габридже высотой H . Движущий напор равен гидравлическому сопротивлению габриджи плюс сопротивление пучков труб:

$$\Delta p = \Delta p_{tow} + \Delta p_{stat} = H_{eff} \Delta \rho g, \quad (1)$$

где $\Delta \rho$ — разность плотностей воздуха, кг/м³; g — ускорение свободного падения; H_{eff} — эффективная высота габриджи, равная разности высот центра пучка труб и выходного отверстия габриджи; Δp_{tow} — потери давления в габридже, включая потери на трение, потери, связанные со сменой направления потока, и потери на выходе. Эти потери давления часто достигают значений такого же порядка, как и статическая разность давлений в пучке труб охладителя.

Раздел 3.9

КОМПАКТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Ве 66

3.9.1. Введение

Теплообменники из спаянных твердым припоем ребристых пластин вначале были разработаны для применения в авиационной и автомобильной промышленности с теплоносителями типов «газ—газ», «газ—жидкость» или для работы с двухфазными потоками.

Для температур ниже 250°C в первое время в качестве конструкционного материала использовался алюминий, а для температур до 650°C — нержавеющая сталь. Хотя пластинчато-ребристые конструкции используются обычно при давлениях, меньших 2000 кПа, разработаны аппараты для давлений до 5000 кПа. Для «чистых» жидкостей

обычно размещают по пять—восемь ребер на 1 см. Для загрязненных газов, как правило, устанавливают пластины, имеющие по два—пять ребер на 1 см.

Теплообменники из спаянных твердым припоем ребристых пластин обычно изготавливаются в виде пакета (рис. 1). Пространство между отдельными металлическими листами заполнено ребрами, которые образуются после штамповки и изгибания в соответствии с нужным профилем. Из ребер набираются отдельные листы посредством пайки твердым припоем. В (1) такая конструкция теплообменника была названа компактной. Компактные теплообменники прежде всего характеризуются высокими коэффициентами теплоотдачи, для получения которых ис-

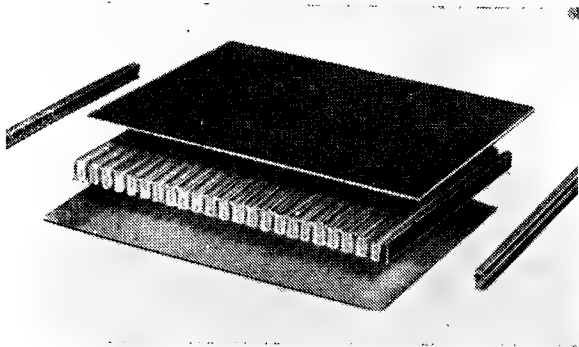


Рис. 1. Элементы пластинчато-ребристого теплообменника

пользуются развитые поверхности, малые гидравлические диаметры проходных сечений теплоносителей и специальная форма ребристой поверхности.

В дополнение к компактности и малой массе эти теплообменники имеют и другие преимущества. Поверхность теплообмена для каждого потока может быть выбрана независимо, что позволяет выбирать форму поверхности оптимальной для каждого потока теплоносителя. Конструкции также позволяют использовать многоходовое течение теплоносителя в одноходовом теплообменнике. Пластинчато-ребристые теплообменники могут быть разработаны для любой схемы течения теплоносителей: противотока, перекрестного тока и т. д. Основное ограничение на пластинчато-ребристые конструкции связано с трудностями очистки проходов между ребрами. Использование специальных развитых поверхностей и ребер для распределения потока делает механическую очистку практически невозможной. Поэтому эти теплообменники применяются в основном для относительно чистых теплоносителей, которые не образуют отложений. Поскольку пакеты пластин функционируют как сосуды под давлением, то рабочее давление ограничено промежуточными значениями, например 2000 кПа. Если представляет интерес более высокое давление, то возможный выбор формы ребер более ограничен и необходимо применять ребра большей толщины.

3.9.2. Геометрические параметры теплообменников

Таблица 1. Соотношения для расчета геометрических параметров компактных теплообменников

$$r_h = LA_c/A;$$

$$\sigma_1 = \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)_1 = \left(\frac{A_{rh}}{LA_{fr}} \right)_1 = \frac{(A_{rh})_1}{V} = (\gamma r_h)_1;$$

$$\sigma_1 = \frac{b_1 \beta_1 r_h i}{b_1 + b_2 + 2a}$$

$$\gamma_1 = \frac{A}{V} = \left(\frac{A}{LA_{fr}} \right)_1 = \left(\frac{\sigma}{r_h} \right)_1$$

$$\gamma_1 = \frac{b_1 \beta_1}{b_1 + b_2 + 2a};$$

$$A_{c1} = (\sigma A_{fr})_1 \left(\frac{A_{rh}}{L} \right)_1 = \left(\frac{A \sigma}{L \gamma} \right)_1;$$

$$\left(\frac{r_h}{L} \right)_1 = \left(\frac{A_c}{A} \right)_1 = \left(\frac{\sigma}{L \gamma} \right)_1;$$

$$A_1 = (\gamma L A_{fr})_1 = \gamma_1 V.$$

Должны быть определены следующие геометрические параметры: форма поверхности, шаг размещения пластин b , гидравлический радиус r_h , толщина ребра δ ; поверхность пластины на единицу объема между пластинами β , отношение оребренной поверхности к общей A_r/A . Эти параметры находятся непосредственными измерениями параметров ребристых пластин каждого типа. Геометрическими параметрами, которые должны быть рассчитаны для каждого потока в теплообменнике, являются A_c , A_{fr} , γ и σ . Толщина отдельных листов обозначается как a , и полный объем теплообменника — как V . В табл. 1 приведены соотношения для расчета этих параметров для стороны 1 теплообменника.

3.9.3. Конфигурация пластинчато-ребристых поверхностей

На рис. 1 приведены типичные пластинчато-ребристые поверхности, используемые для газов. Изменением геометрических параметров каждого типа поверхности можно получить большой набор различных поверхностей. Хотя обычно применяются поверхности, имеющие по пять—восемь ребер на 1 см, встречаются и поверхности с 16 ребрами на 1 см. Наиболее распространена толщина ребер 0,1—0,25 мм. Высота ребер может изменяться от 0,25 до 2 см. Пластинчато-ребристые теплообменники, на поверхности которых размещено по шесть ребер на 1 см, обеспечивают поверхность теплообмена 1300 м² на единицу объема. Эта поверхность примерно в 10 раз выше, чем в обычном кожухотрубном теплообменнике с трубками диаметром 19 мм и с таким же объемом. При рабочей скорости около 3 м/с коэффициенты теплоотдачи в компактных теплообменниках составляют 1800 Вт/(м²·К).

Для поверхностей с треугольными и прямоугольными ребрами увеличение коэффициентов теплоотдачи достигается за счет малых значений гидравлических радиусов. Дополнительная перфорация поверхности обеспечивает некоторое увеличение теплоотдачи в результате перемешивания в районе отверстий. У поверхностей с волнообразными ребрами интенсифицируется теплоотдача вследствие возникновения вторичных течений в волнообразных каналах. Теплоотдача ребристых поверхностей из смещенных полос, с жалюзийными ребрами и со стерженьковыми ребрами увеличивается за счет многократного использования участка тепловой и гидродинамической стабилизации. Ребристые поверхности из смещенных полос позволяют увеличить коэффициенты теплоотдачи в 2—3 раза по сравнению с поверхностями с простыми прямоугольными или треугольными ребрами с такой же плотностью размещения ребер.

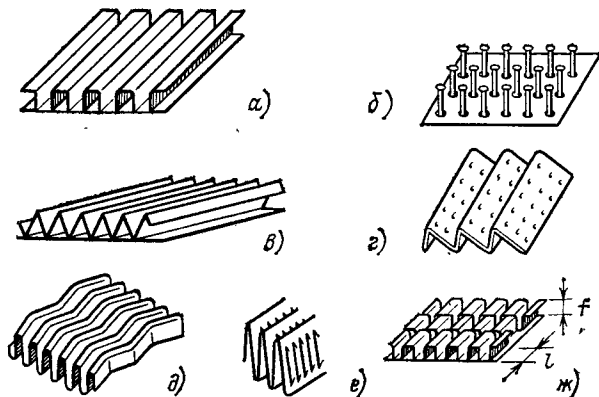


Рис. 1. Пластинчато-ребристые поверхности:

а — прямоугольные; б — стерженьковые; в — треугольные; г — треугольные перфорированные; д — волнообразные; е — жалюзийные ребра; ж — пластинчато-ребристая поверхность из смещенных полос

3.9.4. Теплогидравлические характеристики

Данные по теплопередаче и гидравлическому сопротивлению обычно представляются в виде зависимостей $j = St \cdot Pr^{2/3}$ и $f = f(Re)$, в которых используется гидравлический диаметр в качестве характерного размера.

Основные данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению опубликованы в [1], где представлены зависимости j и f от Re для 52 различных геометрий ребристых поверхностей. В [2] приведены наиболее полные данные, полученные до 1964 г. После издания [1] в 1964 г. были опубликованы дополнительные данные по теплогидравлическим характеристикам. Сюда входят работы по характеристикам перфорированных поверхностей [3—7], ребристых поверхностей из смещенных полос [8—12], с жалюзийными ребрами [11, 13, 14] и со стерженьковыми ребрами [15]. Из-за ограничений объема этого раздела ряд зависимостей j и f от Re здесь опущен. Такие кривые уже приведены в [1], а также в упомянутых выше ссылках. На рис. 1, 2 показаны зависимости j и f от числа Рейнольдса для двух поверхностей: с прямыми прямоугольными ребрами и из смещенных полос. На поверхности 101, рассматриваемой в [8], расположено по 9,84 ребра на 1 см, толщина ребер 0,1 мм; на поверхности 10—27, рассмотренной в [1], размещается по 4,37 ребра на 1 см, толщина ребер 0,2 мм. Если размеры поверхности 10—27 привести к размерам поверхности с 9,84 ребрами на 1 см, то шаг размещения пластин и их толщина составят 5,35 и 0,89 мм соответственно. Гидравлические диаметры равны 1,49 мм (поверхность 101) и 1,61 мм (поверхность 10—27). Таким образом, обе поверхности имеют приблизительно равный масштаб. Сравнение рисунков показывает, что поверхность из смещенных полос имеет значительно более высокие характеристики теплопередачи и гидравлического сопротивления. При $Re = 2000$ j для смещенных пластин в 2,9 раза выше, чем для поверхности с прямоугольными ребрами, а увеличение коэффициента трения составляет 3,66. Рассматривая отношение j/f как показатель эффективности теплоотдачи с учетом потерь на трение, можно прийти к выводу, что ребристая поверхность из смещенных полос обеспечивает увеличение коэффициентов теплоотдачи на 190% при отношении $j/f = 80\%$, т. е. таком же, как и для поверхности с прямыми прямоугольными ребрами. Крутой наклон кривой для поверхности с прямыми прямоугольными ребрами

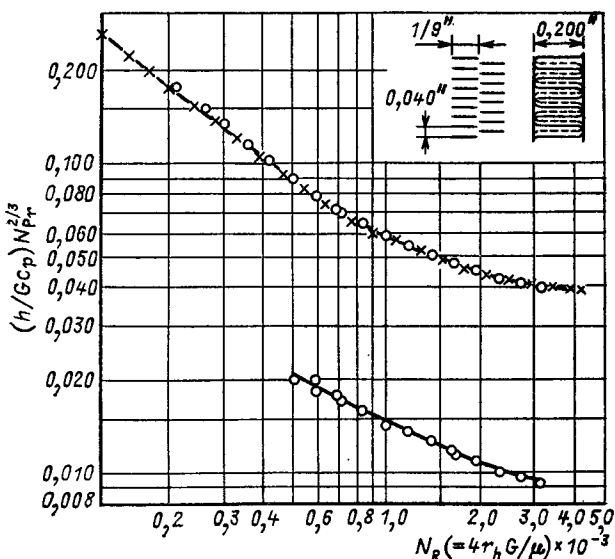


Рис. 1. Зависимость j и f от числа Рейнольдса для поверхности 101

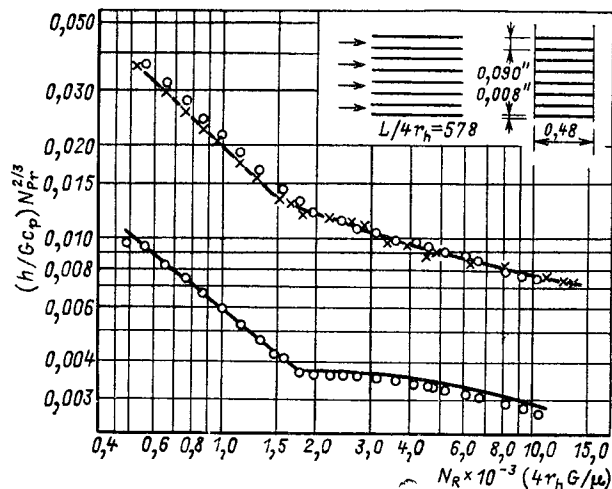


Рис. 2. Зависимость j и f от числа Re для поверхности 10—27

указывает на то, что она омывается потоком при ламинарном режиме течения. С увеличением числа Рейнольдса режим течения становится переходным и затем турбулентным, для которого наклон кривых меньше.

Малые значения гидравлического диаметра обусловлены тесным расположением ребер. При использовании в теплообменнике газов с низкой плотностью требуются повышенные расходы энергии на прокачку, если скорость потока в каналах теплообменника велика. Это является причиной того, что в теплообменнике обычно $Re = 500 \div 1500$. Как правило, компактные теплообменники работают при переходном режиме течения. При уменьшении гидравлического диаметра число Рейнольдса также уменьшается и очень компактные поверхности эксплуатируются при ламинарном течении. В таких теплообменниках небольшие гидравлические диаметры сами по себе, без специальной ребристой поверхности, будут обеспечивать более высокие коэффициенты теплоотдачи по сравнению с теплообменниками с круглыми трубками. Например, при восьми прямых прямоугольных ребрах на 1 см при ламинарном режиме течения обеспечиваются такие же коэффициенты теплоотдачи, как и в трубах с диаметром 19 мм при $Re = 25\,000$. Если поверхность с прямыми прямоугольными ребрами заменить на поверхность со смещенными ребрами, то коэффициенты теплоотдачи могут стать в 2,5 раза выше. Таким образом, малые гидравлические диаметры, большие теплообменные поверхности на единицу объема и специальным образом развитые поверхности могут обеспечить очень высокие мощности, передаваемые в единице объема. При использовании жидкостей с одной стороны теплообменника может оказаться целесообразным применение другой конфигурации поверхности со стороны газа. Для термически сбалансированной конструкции аппарата весьма желательно, чтобы η и α было равно для обоих потоков. Для жидкостей с высокими коэффициентами теплоотдачи из-за низкой эффективности ребер применение высоких ребер неэффективно. Таким образом, разумно использовать более короткие ребра и больший шаг их размещения. Для масел с большой вязкостью может оказаться экономически целесообразным применение специальных полос со стороны масла. Эти полосы могут быть рассмотрены как ребра из смещенных полос, повернутые на 90° по отношению к потоку газа.

Пластиночато-ребристые поверхности, приведенные на рис. 1, § 3.9.3, были разработаны для газовых теплоносителей. Они также могут быть применены для жидких теплоносителей при наличии в потоке кипения или конденсации. В нескольких патентах США [16—18] предложены по-

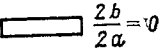
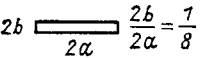
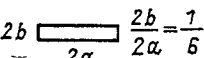
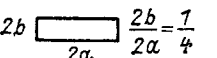
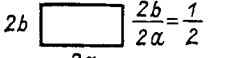
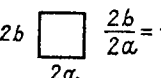
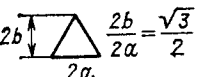
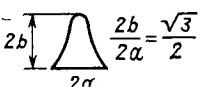
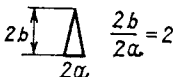
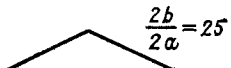
верхности для пузырькового кипения. При высоких скоростях пара и высоком качестве его оказалось, что ребристую поверхность из смещенных полос целесообразно применять для процессов испарения при вынужденной конвекции. Перемешивание жидкости и пара, которое возникает в межреберных каналах, способствует хорошему смачиванию поверхности ребра и позволяет передавать теплоту через жидкую пленку посредством испарения.

3.9.5. Поверхности при ламинарном режиме течения

Ранее отмечалось, что очень компактные поверхности (с малым значением гидравлического диаметра) могут быть достигнуты при числах Рейнольдса, соответствующих ла-

минарному режиму течения. При ламинарном режиме течения могут оказаться полезными пластинчато-ребристые поверхности, для которых справедливы приближения пограничного слоя. Поэтому поверхности с прямыми ребрами являются наиболее удобными для использования в компактных теплообменниках при ламинарном режиме. Для стабилизированного ламинарного потока числа Нуссельта и коэффициенты трения не зависят от числа Рейнольдса. Но числа Нуссельта и произведение $f Re$ зависят от формы поперечного сечения канала. Вследствие малых значений гидравлического диаметра отношение L/d_h теплообменника может быть достаточно большим и решения, соответствующие стабилизированному течению, вполне применимы. Для большинства форм сечений каналов среднее значение Nu и коэффициент трения будут находиться в пределах

Таблица 1. Параметры стабилизированного ламинарного потока¹

Сечение канала	Nu_H	Nu_T	$f Re$	$K(\infty)$	i_H/f	i_T/f	L_{hy}^+
 $\frac{2b}{2a} = 0$	7,541	8,235	24	0,686	0,386	0,354	0,0056
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{8}$	5,597	6,490	20,585	0,879	0,355	0,306	0,0094
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{6}$	5,137	6,049	19,702	0,945	0,346	0,294	0,0110
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{4}$	4,439	5,331	18,233	1,076	0,329	0,274	0,0147
	3,657	4,364	16,00	1,24	0,307	0,258	0,038
 $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{2}$	3,391	4,123	15,548	1,383	0,299	0,245	0,0255
 $\frac{2b}{2a} = 1$	3,091	3,608	14,227	1,552	0,286	0,236	0,0324
 $\frac{2b}{2a} = \frac{\sqrt{3}}{2}$	2,47	3,111	13,333	1,818	0,263	0,209	0,0398
 $\frac{2b}{2a} = \frac{\sqrt{3}}{2}$	2,39	3,014	12,630	1,739	0,269	0,214	0,0408
 $\frac{2b}{2a} = 2$	2,22	2,88	13,026	1,991	0,249	0,192	0,0443
 $\frac{2b}{2a} = 2.5$	1,99	2,60	12,622	2,236	0,232	0,178	0,0515

¹ i_H и i_T взяты при $Pr=0,7$; T — постоянная температура; H — постоянные тепловой поток и температура по периметру канала.

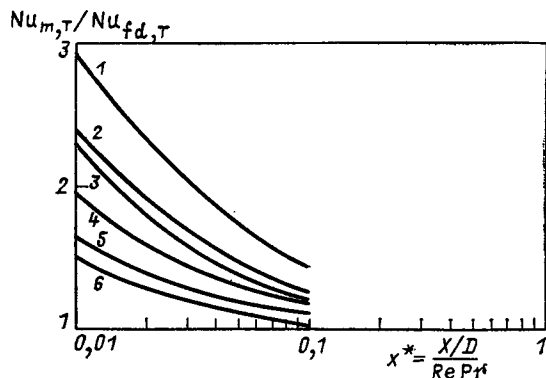


Рис. 1. Зависимость Nu_m/Nu_{fd} для каналов с различной формой сечения:

1 — равнобедренный треугольник; 2 — квадратное сечение; 3 — круглое сечение; 4 — прямоугольник с соотношением сторон 3 : 1; 5 — прямоугольник с соотношением сторон 6 : 1; 6 — параллельные пластины

10% стабилизированных значений, если $L/D_h > 0,2 Re$. Если длина теплообменника мала ($L/D_h < 0,2 Re$), необходимо использовать аналитические решения, которые учитывают начальный участок. На начальном участке числа Нуссельта и f имеют большие значения, чем на участках стабилизации. В [19] представлен перечень аналитических решений задачи о теплообмене и трении в 21 канале с различной формой поперечного сечения. Там же приведены сведения по длинам участков стабилизации и некоторые результаты для начального участка. Решения приведены для широких пределов соотношений между геометрическими размерами для каждого канала, например для каналов с треугольным и прямоугольным сечением. В табл. 1 содержатся стабилизированные значения параметров при ламинарном режиме течения в 11 каналах с формой сечения, которая представляет интерес при разработке компактных теплообменников. В таблице даются значения Nu_H (при постоянном по длине тепловом потоке и постоянной по периметру температуре) и Nu_T (при постоянной по длине температуре). Отношение j/f (при $Pr=0,7$) пропорционально требуемой фронтальной площади канала при заданных значениях αA и мощности на прокачку.

Безразмерная длина участка стабилизации $L_{hy}^+ = X/D_h Re$ определяется как длина, на которой скорость в центре канала достигает 99% стабилизированных значений. Постоянная $K(\infty)$ введена для учета потерь давления на начальном участке. Потери давления с учетом начального участка имеют вид

$$\Delta p = \left(\frac{4f_{fd}L}{D_h} + K(\infty) \right) \frac{G^2}{2\rho}. \quad (1)$$

В табл. 1 формы поперечного сечения каналов расположены в порядке убывания числа Nu . Прямоугольные каналы с низким значением отношения высоты к ширине имеют наиболее высокие значения чисел Нуссельта.

Если длина канала невелика, может возникнуть необходимость в использовании для расчетов значений чисел Nu и f из решений для начального участка. Параметр $X^* = X/D_h Re Pr$ является безразмерной длиной для начального участка. В круглых трубах при течениях газов стабилизация наступает при значениях $X^* \approx 0,1$. Но значения средних значений Nu на участке стабилизации (Nu_m) будут примерно на 35% выше, чем значения Nu_{fd} . Поэтому важно знать, при каких значениях L/D_h достаточно использовать Nu_{fd} в тепловых расчетах. На рис. 1 показано отношение Nu_m/Nu_{fd} для каналов с несколькими различными сечениями при постоянной температуре поверхности [19]. Если $X^* < 0,2$, необходимо использовать решения на на-

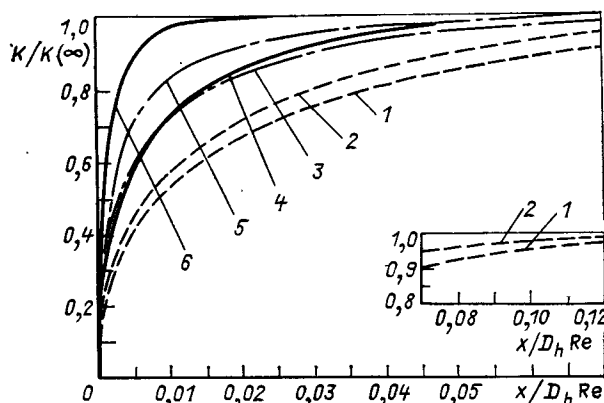


Рис. 2. Значения K/K_{∞} для каналов различного сечения ($K_{\infty} = 0,65$ для параллельных пластин; $0,96$ для прямоугольного канала 5 : 1; $1,24$ для круглой трубы; $1,46$ для прямоугольного канала 2 : 1; $1,67$ для каналов с сечением в виде равнобедренного треугольника; $1,85$ для канала с сечением в виде равнобедренного треугольника с углом у основания 30°):

1 — равнобедренный треугольник с углом у основания 30° ; 2 — равнобедренный треугольник; 3 — прямоугольник 2 : 1; 4 — круглая труба [4]; 5 — прямоугольник 5 : 1; 6 — параллельные пластины [4]

чальном участке для каналов с прямоугольным и круглым сечениями. Треугольные каналы имеют более длинный начальный участок. На рис. 2 представлено приращение потерь давления $K(X) [K(\infty)]$ на начальном участке для прямоугольных каналов. Уравнение (1) применимо и на начальном участке при замене $K(\infty)$ на K , взятого из рис. 2 при соответствующем значении $X/D_h Re Pr$.

В [3] и [20] приведены экспериментальные данные при ламинарном режиме течения в каналах с различным сечением. В них проведено сравнение экспериментальных результатов с аналитическими решениями, которое показало хорошее соответствие между опытными и расчетными данными, включая один случай стабилизированного потока.

3.9.6. Соотношение для расчета теплоотдачи и коэффициентов трения

Хотя данные по характеристикам, как правило, представлялись для отдельных пластинок, удалось получить некоторые достижения в разработке обобщенных соотношений. Для большинства типов пластинчато-ребристых поверхностей с прямыми ребрами для ламинарного режима течения существуют аналитические решения. При турбулентном режиме гидравлический диаметр является определяющим размером для расчета параметров j и f . В общем случае такой подход позволяет получить хорошие результаты, за исключением каналов с сечением в виде равнобедренного треугольника с очень острым углом при вершине.

Не существует ни методов, ни критериальных соотношений для расчета j и f для пластинок с волнообразными или колосовидными ребрами. Однако результаты некоторых исследований пластинок с волнообразными ребрами, которые применяются в пластинчатых теплообменниках [21, 22], при соблюдении принципов геометрического подобия вполне могут быть использованы. Эти исследования относятся преимущественно к каналам с малым значением отношения вертикального размера сечения к горизонтальному, которое обычно имеет место в компактных теплообменниках и примерно равно 1:8.

Критериальные соотношений, которые точно описывают характеристики пластинчато-ребристых поверхностей из смещенных полос, не существует. В дополнение к

шагу размещения ребер в число основных переменных входят толщина ребра и длина полос в направлении потока. В [23] получены эмпирические соотношения для расчета j и f в зависимости от числа Рейнольдса для 22 поверхностей из смещенных пластин и при $0,7 < X/D_h < 2,7$. Несмотря на то что 85% данных находятся в пределах $\pm 10\%$, для j и f максимальное отклонение составляет $\pm 30\%$. Это отклонение, вероятно, связано с влиянием заусенцев на передней и задней кромках ребра, которое не учитывалось. Соотношения из [23] имеют вид

$$f = 7,66 (X/D_h)^{-0,38} (\alpha^*)^{0,09} Re^{-0,71}, Re < 1000; \\ j = 0,48 (X/D_h)^{-0,16} (\alpha^*)^{0,18} Re^{-0,54}; \quad (1)$$

$$f = 1,14 (X/D_h)^{-0,78} (t/D_h)^{0,53} Re^{-0,2}, Re > 1000; \\ j = 0,24 (X/D_h)^{-0,32} (t/D_h)^{0,09} Re^{-0,37}. \quad (2)$$

В [9] проведено численное решение уравнений гидродинамики для ламинарного режима течения в каналах, которые имитировали ребристую поверхность из смещенных пластин. Исследования проведены для ребер с нулевой толщиной и с отношением горизонтального размера к вертикальному, равным бесконечности. Пластинчато-ребристые поверхности из смещенных полос наиболее широко используются из-за высоких теплогидравлических характеристик.

Стержневые ребра могут быть рассмотрены как пучки труб, имеющих очень малый диаметр. А в таком случае можно использовать критериальные соотношения для пучков труб при низких Re , которые позволяют рассчитать параметры j и f в первом приближении. В [15] были измерены характеристики поверхностей со стержневыми ребрами, расположенными в шахматном порядке с шагом $2 < s/d < 12$. Там же проведено сравнение результатов измерений с расчетом по критериальным уравнениям для пучков труб. Коэффициенты трения достаточно точно совпадают с результатами расчета, а коэффициенты теплоотдачи на 20% ниже, чем рассчитанные по критериальным уравнениям для пучков труб.

При попытке обобщения данных для поверхностей, отличных от поверхностей с прямыми ребрами, должны проявиться краевые эффекты, которые не учитываются в ряде исследований [23] и [15]. В [24] авторы добились некоторого успеха при разработке эмпирических соотношений для характеристик всех возможных поверхностей при турбулентном режиме течения. Их данные обобщаются зависимостью $j Re$ и $f Re^3$ от X/D_h для различных поверхностей и с разбросом точек $\pm 20\%$. Существенно, что в этом методе строятся зависимости $\alpha A/V$ и p/V от X/D_h при равных D_h . Если обобщение проведено в рамках одного типа поверхности, такой, как ребристая поверхность из смещенных полос, разброс данных уменьшается до $\pm 10\%$. В этом случае за длину X в X/D_h принимается длина между точками возмущения пограничного слоя.

Ребра из смещенных полос обеспечивают увеличение теплоотдачи за счет многократного роста и разрушения ламинарного пограничного слоя. На рис. 1 показаны пограничный слой вдоль короткой полосы и последующее его разрушение за ребром в области между двумя полосами. Обычно длина полос равна 3,2 мм. Если Re вычислено по



Рис. 1. Механизм теплообмена на пластинчато-ребристой поверхности из смещенных полос

длине полосы, оно соответствует стабильному ламинарному пограничному слою. В [20, 25] показано, что j и f могут быть приблизительно рассчитаны с использованием уравнений ламинарного пограничного слоя для плоских пластин.

Результаты имеют следующий вид:

$$j = 0,664 Re_x; \quad (3)$$

$$f = \frac{C_D t}{2} + 1,328 Re_x. \quad (4)$$

В этой модели предполагается, что тепловой и гидродинамический пограничные слои разрушаются в зоне за пластиной. Первый член в уравнении для коэффициента трения учитывает лобовое сопротивление формы пластины.

В [20, 25] предложено использовать $C_D = 0,88$ на основании исследования потенциального потока, нормального к тонкой пластине. Коэффициент трения увеличивается при увеличении толщины ребра как результате увеличения сопротивления формы. При $Re_x = 2000$ и длине полосы 3,18 мм вклад от сопротивления формы составляет 32% при толщине ребра 0,1 мм и увеличивается до 54% для ребра толщиной 0,25 мм. Как правило, экспериментальные значения коэффициентов трения превышают значения, рассчитанные по (4). Это обусловлено заусенцами, которые могут существовать на передней и задней кромке ребер. Заусенцы увеличивают эффективную толщину пластины и тем самым увеличивают сопротивление формы.

3.9.7. Параметры для сравнения эффективности поверхностей

Форма поверхности должна быть выбрана для каждой жидкости до общего проектирования теплообменника. Этот выбор будет зависеть от анализа механических и теплогидравлических характеристик. С точки зрения только теплогидравлических характеристик форма поверхности должна удовлетворять требованиям по стоимости, размерам и ограничениям на затраты мощности на прокачку. В связи с этим было предложено несколько параметров, которые позволяют сравнивать характеристики поверхностей с различной конфигурацией [26—29]. В этих методах тепловые характеристики двух поверхностей сравниваются на основе мощности на прокачку. Записывая коэффициент теплоотдачи α и мощность на прокачку P от j , f , Re , D_h , получаем следующие уравнения:

$$h = \frac{c_p \eta}{Pr^{2/3}} \frac{j Re}{D_h}; \quad (1)$$

$$\frac{P}{A} = \frac{\eta^3}{2\rho^2} f \frac{Re^3}{D_h^3}. \quad (2)$$

Тепловые характеристики двух поверхностей могут быть сопоставлены с помощью графика зависимости $j Re/D_h$ от $f (Re/D_h)^3$, по которому можно сравнить коэффициенты теплоотдачи при равных затратах мощности на прокачку и на единицу поверхности. При равных значениях P/A или $f (Re/D_h)^3$ для ребристой поверхности с наибольшим значением $j Re/D_h$ потребуется наименьшая площадь поверхности теплообмена при равной тепловой эффективности. При этом (1) и (2) могут быть преобразованы таким образом, что станет возможно сравнение эффективности поверхности путем сопоставления объема теплообменников. Умножение каждого уравнения на $\beta = A/V = 4\sigma/D_h$ позволяет оценить зависимость $\alpha A/V$ от P/V . Таким образом, при равных затратах мощности на прокачку и на единицу объема теплообменника сравниваются объемы при равной тепловой эффективности.

Использование (1) и (2) проиллюстрировано на рис. 1. На этом рисунке приведены характеристики тех же поверхностей, что и на рис. 1, 2, § 3.9.4. График построен для

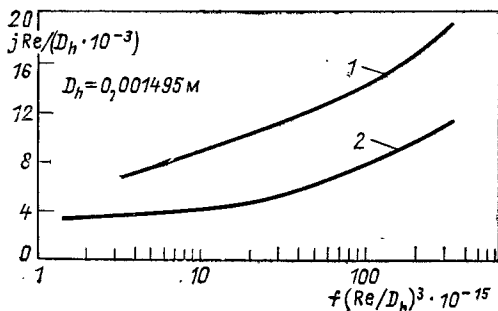


Рис. 1. Эффективность поверхностей 101 (1) и 10-21 (2)

случая равных гидравлических диаметров. Из рис. 1 видно, что пластинчато-ребристая поверхность из смещенных полос имеет намного более высокие значения коэффициентов теплоотдачи при равных значениях P/A . С уменьшением Re и переходом к ламинарному режиму течения поверхность из смещенных полос теряет некоторые свои преимущества.

Аналогичные параметры для сравнения могли бы быть получены и для других конфигураций поверхности, показанных на рис. 1, § 3.9.3. Можно было бы показать, что поверхность с прямыми прямоугольными ребрами более эффективна, чем поверхность с прямыми треугольными ребрами и поверхность со смещенными ребрами. Поверхность со стерженьковыми ребрами была бы конкурентоспособна в сравнении с поверхностью со смещенными ребрами, но она имеет меньшую площадь поверхности в единице объема, и поэтому теплообменник со стерженьковыми ребрами будет иметь больший объем при одинаковых значениях αA .

Метод сравнения, который показан на рис. 1, позволяет получить только качественную информацию. Более реалистичное сравнение было бы осуществлено, если бы по заданным значениям расхода ($\dot{M}$) и мощности на прокачку (P) находились и сопоставлялись значения A для двух рассматриваемых поверхностей, или по заданным значениям расхода $\dot{M}$ и требуемым αA рассчитывались значения P для двух поверхностей. Выражение, связывающее эти параметры, может быть получено делением (1) на (2) и решением результата относительно j/f . В итоге

$$\frac{j}{f} = \frac{v^2 Pr^{2/3}}{2c_p} \frac{\alpha A}{P} \frac{Re^2}{D_h^2}. \quad (3)$$

Подставляя $Re = \frac{D_h \dot{M}}{\eta A_c}$, получаем

$$\frac{j}{f} = \frac{Pr^{2/3}}{2c_p \rho^2} \frac{\alpha A}{P} \frac{\dot{M}^2}{A_c^2}. \quad (4)$$

Это уравнение дает третий параметр для сравнения. Он позволяет определить площадь фронтальной поверхности, которая требуется для двух поверхностей с различной конфигурацией при одинаковой мощности теплообменника (при равных $\dot{M}$, P , A). Если фронтальная поверхность имеет большое значение, то конструктор может выбрать гладкую поверхность, имеющую более высокие значения j/f .

Рекомендации по полной оптимизации теплообменников содержатся в [30, 31].

3.9.8. Расчеты перепада давления

После определения геометрических размеров теплообменника могут быть вычислены потери давления. Потери давления для каждого потока через проходы между

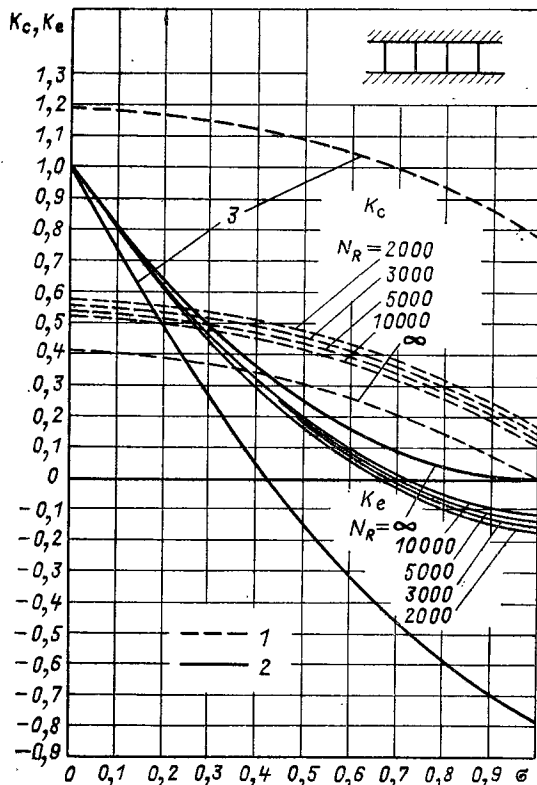


Рис. 1. Коэффициенты потерь на входе и выходе для системы каналов прямоугольного сечения без сужения на входе и расширения на выходе:

1 — K_c ; 2 — K_e ; 3 — ламинарный режим течения

ребрами рассчитываются по выражению

$$\Delta p = \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(K_c + 1 - \sigma^2)}{\rho_1} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) + \frac{f}{\rho_m A_c} \frac{(1 - \sigma^2 - K_p)}{\rho_2} \right]. \quad (1)$$

Члены в уравнении (1) представляют собой потери на входе, потери на ускорение потока, на трение в канале и потери на выходе соответственно. K_c и K_e зависят от геометрического параметра σ и числа Re . На рис. 1 даны значения K_c и K_e для каналов с отношением сторон 1:1 [1], где приведены также аналогичные кривые для двух каналов другой конфигурации (плоскопараллельные и треугольные каналы). Потери на входе составляют, как правило, меньше 10% общих потерь в каналах, поэтому данные на рис. 1 охватывают большинство практических случаев с достаточной точностью. Отличия, обусловленные другой конфигурацией каналов, дают незначительные погрешности расчета. На рис. 1 представлены данные для равномерного распределения скоростей в каналах на входе в теплообменник и стабилизированного течения в отдельных каналах и на выходе. Это предположение не справедливо для разрывных поверхностей ребер. В этом случае в [1] рекомендуется использовать кривую, соответствующую значениям $Re = \infty$ для оценки K_c и K_e . Тогда для всех конфигураций каналов значения K_c и K_e одинаковы. После определения коэффициентов и плотностей на входе и выходе перепад давления может быть найден по (1).

Если в конструкции теплообменника содержатся подводящий трубопровод и распределители потока, должны быть учтены также потери на этих участках. Они могут

составить значительную долю общих потерь. В [1] рекомендуется рассчитывать эти потери для каждого потока в виде p/p_1 , где p_1 — давление на выходе.

3.9.9. Теплообменники с большим числом теплоносителей

В пластинчато-ребристых теплообменниках часто используются три или более теплоносителей. В этом случае возникают проблемы сжижения и сепарации газовых смесей. Для такого случая идеально подходят теплообменники со спаянными твердым припоем алюминиевыми пластинами. Их компактная конструкция обеспечивает минимальные размеры и площади для утечек теплоты в окружающую среду. Требования к передаче теплоты и потерям давления для каждой жидкости удовлетворяются изменением формы ребристой поверхности (типом, шагом размещения и высотой ребер) и числом каналов для каждой жидкости.

На рис. 1 показана конструкция теплообменника из алюминиевых пластин, спаянных твердым припоем, в котором используются три теплоносителя. Конструкции теплообменников с большим числом теплоносителей состоят из большого числа проходов, собранных в повторяющиеся структуры. На рис. 2 показана одна возможная организация потока четырех теплоносителей по группам каналов [32]. Термодинамические преимущества различных схем течения четырех теплоносителей по группам каналов рассматриваются в [32]. В зависимости от числа жидкостей рабочая зона теплообменника может содержать несколько различных чередующихся пакетов каналов. Задача проектирования включает анализ процессов теплопередачи в каждом отдельном пакете и затем корректировку результатов в соответствии с требованиями к общему потоку. Тепловая эффективность теплообменника с двумя теплоносителями выражается в виде функции двух переменных ($NTU, C_{min}/C_{max}$). При наличии трех теплоносителей необходимо вычислить значение двух тепловых эффективностей, каждая из которых зависит от пяти переменных (отношение температур на входе, два отношения водяных эквивалентов и два значения NTU). В [33—35] приведен модифицированный метод для теплообменников с тремя теплоносителями. Предполагалось, что два теплоносителя обмениваются теплотой с третьим, а не между собой. В [36] авторами сделана попытка учесть теплообмен между несмежными теплоносителями вследствие теплопроводности через ребра. В расчетах по этим методам участвует большое число переменных, и поэтому для выполнения вычислений необходимо использовать ЭВМ. Кроме

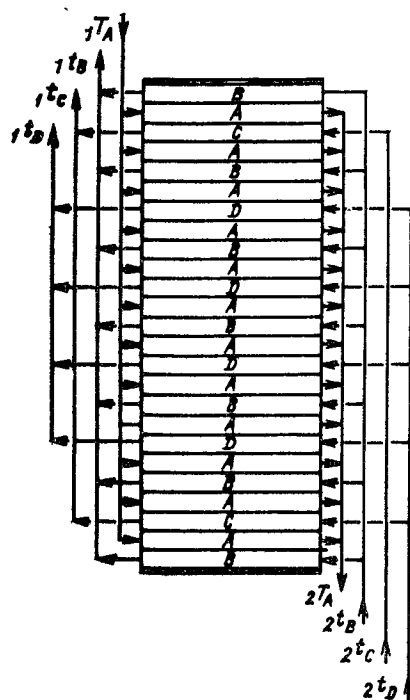


Рис. 2. Схема подключения пакетов пластин в теплообменнике с четырьмя жидкостями

того, нет возможности обобщить результаты расчетов в виде номограмм.

В [36] авторы описывают метод расчета, основанный на аналогии между схемами теплопередачи и электрическими цепями. Результаты, представленные для прямого, перекрестного тока и для противотока, хорошо согласуются с данными других авторов, если пренебречь теплопроводностью ребра.

3.9.10. Конденсация и испарение в пластинчато-ребристых теплообменниках

В последние годы было завершено несколько важных исследований процессов испарения и конденсации в пластинчато-ребристых теплообменниках. В [1] представлены результаты исследования конденсаций азота на поверхности с прямыми ребрами, имеющей 709 ребер на 1 м. Измерены локальные коэффициенты теплоотдачи в зависимости от паросодержания. На рис. 1 приведено сравнение экспериментальных данных с расчетными по известным критериальным уравнениям. Результаты расчета по уравнению Нуссельта (кривая 1) явно лежат ниже экспериментальных данных. Хотя расчеты по уравнениям Шаха (кривая 2) и Бойко — Кружилина (кривая 3) хорошо согласуются с экспериментальными данными на рис. 1 при массовом потоке $58,5 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$, в [1] показано, что при массовом потоке $30,6 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ результаты расчета на 40% ниже экспериментальных данных. В [38] проведено исследование конденсации аммиака на ребристой поверхности из смещенных полос. Авторами предложена аналитическая модель, при составлении которой предполагается, что конденсат стекает с ребра в виде неразрывной пленки в области между двумя ребрами. В этом случае толщина пленки конденсата уменьшается на 50% по сравнению с толщиной пленки при конденсации на поверхности с прямыми реб-

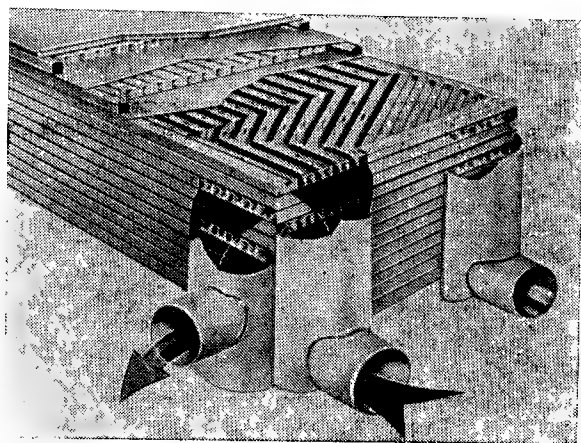


Рис. 1. Спаянный алюминиевый теплообменник для работы с тремя жидкостями

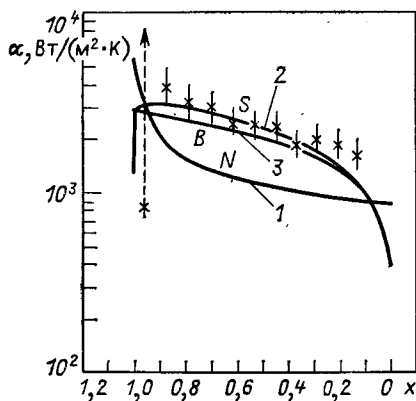


Рис. 1. Коэффициент теплоотдачи при конденсации азота в зависимости от массовой доли пара [давление 3,37 кПа, массовый поток 58,5 кг/(м²·с), тепловой поток 8,26 кВт/м²];
X — результаты измерения; — — — результаты расчета

рами. В этой модели также учитывается влияние трения на границе раздела фаз.

Расхождение результатов коэффициентов теплопередачи и экспериментальных данных не превышает 20%.

В [39] приведены результаты измерения коэффициентов теплоотдачи при испарении азота [39] и теплоносителя R-11 [40] с поверхности со смещенными ребрами, имеющей 591 ребро на 1 м. На рис. 2 представлена экспериментальная зависимость коэффициентов теплоотдачи от числа Рейнольдса ($Re_L = D_h G / \eta_L$) и паросодержания в качестве параметра. Авторы работы пришли к выводу, что при экспериментах отсутствовало пузырьковое кипение и

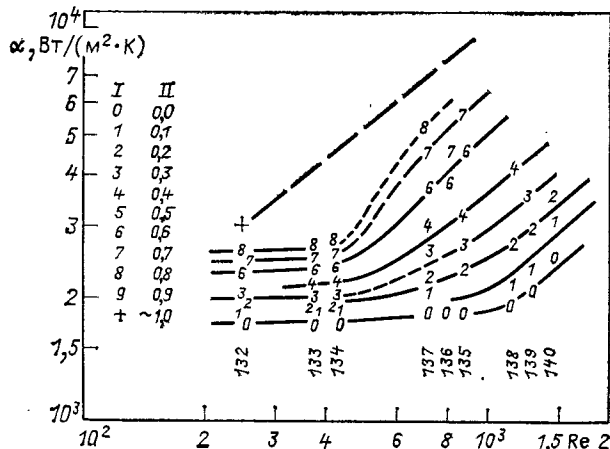


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи при кипении от числа Рейнольдса ($D_h G / \eta_L$) для теплоносителя R-11

теплота передавалась преимущественно конвекцией. При $800 < Re_L < 1600$ коэффициенты теплоотдачи не зависели от Re . Выше значений Re_L , соответствующих переходной области, коэффициенты теплоотдачи были пропорциональны $Re_L^{0,8}$. Из экспериментальных данных также следует, что интервалы Re_L , соответствующих переходной области, при кипении азота и теплоносителя R-11 совпадают.

В [38] приведены результаты исследования испарения аммиака на поверхности со смещенными ребрами. Авторы предположили, что их аналитическая модель не учитывает применима также к испарению тонкой жидкой пленки. Расхождение результатов расчета по этой модели коэффициентов теплопередачи и экспериментальных данных не превышает 5%. Поскольку в этой модели не учитывается возможность срыва пленки жидкости, возможность ее применения ограничена критическими значениями Re , при которых наступит этот срыв. Авторы считают, что критическое значение $Re \approx 1000$. Результаты расчетов на этой модели не очень хорошо совпадают с экспериментальными данными, приведенными в [39].

Принятые обозначения

a — толщина пластины, меньшая сторона сечения канала прямоугольной формы; A — общая площадь теплообменной поверхности по одной стороне; A_c — минимальная площадь проходного сечения свободного потока в теплообменнике; A_f — общая площадь поверхности ребер; A_{fr} — площадь фронтального сечения теплообменника; b — расстояние между пластинами, большая сторона сечения канала прямоугольной формы; C — произведение расхода на теплоемкость (водяной эквивалент); C_c , C_h — водяной эквивалент по горячей и холодной стороне, соответственно; C_{min} , C_{max} — минимальное и максимальное значение из C_c и C_h соответственно; G — массовая скорость потока; L — общая длина потока в теплообменнике, длина ребра для поверхности со смещенными ребрами; $m = \sqrt{2\alpha/k\delta}$ — параметр эффективности ребра; s — расстояние между центрами стержневых ребер; α^* — отношение b/a для прямоугольного канала; β — отношение общей теплообменной поверхности по одной стороне к объему между пластинами по этой же стороне; γ — отношение общей теплообменной поверхности к объему теплообменника; P — затраты мощности на прокачку, отнесенные к единице теплообменной поверхности; $R = (\dot{M}C_p)_{min}/(\dot{M}C_p)_{max}$; δ — толщина ребра; ε — эффективность теплообменника; η_f — эффективность ребра; σ — отношение площади проходного сечения свободного потока к площади фронтального сечения теплообменника A_c/A_{fr} .

Индексы

fd — стабилизированные значения параметров;
 m — средние значения; 1, 2 — горячая, холодная сторона, вход, выход.

Раздел 3.10

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ

Чизхолм

3.10.1. Введение

Тепловые трубы (рис. 1, а) представляют собой замкнутую систему, в которой теплота передается посредством кипения жидкости в одной точке и конденсации в другой.

Жидкость возвращается в зону кипения под действием капиллярных сил через пористую среду. Именно использование капиллярных сил является характерной особенностью тепловых труб.

С тепловыми трубами тесно связаны двухфазные тер-

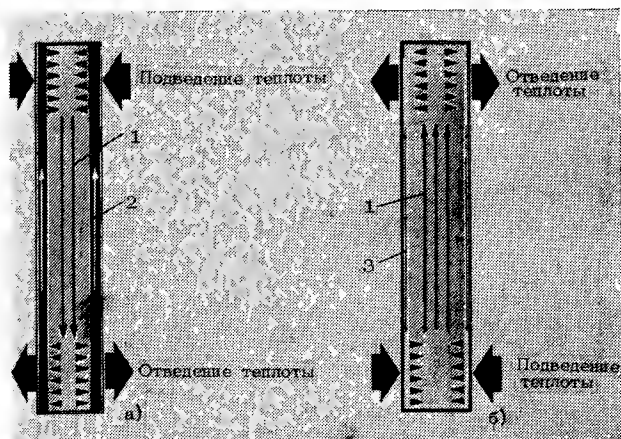


Рис. 1. Тепловая труба (а) и термосифон (б):

1 — пар; 2 — капиллярная структура; 3 — конденсат, стекающий под действием силы тяжести

мосифоны (рис. 1, б), где конденсат возвращается в зону испарения под действием гравитационных сил, а не капиллярных, как в тепловых трубах. Поэтому в термосифонах зона испарения должна быть расположена ниже зоны конденсации, тогда как в тепловых трубах зона испарения может быть ориентирована произвольно по отношению к зоне конденсации. В тепловых трубах возможна даже передача теплоты в направлении, противоположном направлению сил гравитации.

При условии, что градиент давления в паре мал, градиенты температур вдоль тепловых труб также могут быть невелики, что приводит к высоким значениям теплопроводности. Эффективная теплопроводность таких устройств может превышать в 1000 раз теплопроводность медного стержня такого же размера. В тепловых трубах с литием в качестве рабочей жидкости и при температуре 1500 °C измеренные значения тепловых потоков составляли 15 кВт/см². Тепловые трубы, в которых передача теплоты производится в направлении, противоположном силам гравитации, могут иметь максимальную длину около 40 см при использовании существующих пористых наполнителей.

Первая статья по тепловым трубам была опубликована в 1964 г. [1]. Когда автор этого раздела работал над книгой по тепловым трубам [2], в его распоряжении было 152 статьи. В настоящее время должно быть опубликовано более 1000 статей и имеются еще две монографии [3, 4].

Кроме высокой эффективной теплопроводности тепловые трубы обладают также гибкостью, могут функционировать как тепловой диод и преобразователь теплового потока, имеют изотермическую поверхность. Поэтому тепловые трубы находят широкое применение в различных отраслях промышленности (табл. 1).

3.10.2. Циркуляция и передача теплоты

Во всех точках вдоль тепловой трубы перепад статического давления фаз на границе раздела паровой и жидкой фаз уравновешен локальной разностью давлений в капиллярах. Условия равновесия имеют вид

$$p_0 - p_l = 2\sigma \cos \alpha / r. \quad (1)$$

Поверхность раздела фаз имеет в системе капилляров такой вид, который обеспечивает приведенные условия равновесия, т. е. поверхность раздела фаз будет существовать только в порах радиусом r .

На рис. 1 показано изменение давления, расхода и уровня раздела фаз вдоль тепловой трубы. Максимальная

Таблица 1. Применение тепловых труб в различных отраслях науки и техники, в том числе в отдельных процессах и элементах оборудования

Сфера применения	Литература
Температурный режим батарей	[5]
Биология	[6, 7]
Тормозные системы	[8]
Газификация углей	[9, 10]
Охлаждение электронного оборудования	[12—14]
Криохирургия	[15]
Размораживание	[16—18]
Литейное производство	[19, 20]
Бытовые приборы	[21]
Сушка	[22]
Электродвигатели	[23, 24]
Хранение энергии и конденсия	[25—28]
Сушка волокон	[29]
Пищевая промышленность	[11, 31]
Подготовка топлива	[32, 33]
Газовые турбины	[34, 35]
Использование теплоты Земли	[36]
Производство стекла	[37, 38]
Восстановление тепла	[22, 29]
Контрольно-измерительные приборы	[40]
Лазеры	[41]
Ядерная энергетика:	
реакторы	[42—45]
экспериментальные исследования	[46]
Производство стали	[37]
Печи	[48—50]
Стабилизация вечной мерзлоты	[51—53]
Плазменная резка	[54]
Рекуператоры	[55—56]
Охлаждение ракетных двигателей	[57]
Космическая техника	[58—60]
Машины Стирлинга	[30, 61]
Солнечные коллекторы	[62—65]
Термическое бурение	[66]
Термионика	[67]
Различное оборудование, применяемое в тропических условиях	[68]
Кондиционирование воздуха и вентиляция	[22, 69]
Использование тепловых отходов	[70—72]

циркуляция возникнет, когда отсутствует разность между давлениями фаз в одной точке (в иллюстрируемом случае эта точка соответствует концу зоны конденсации), тогда как в испарителе существует граница раздела фаз в сечении, в котором радиус капилляров наименьший. Тогда разность давлений в капиллярах вдоль длины тепловой трубы

$$\Delta p_\sigma = 2\sigma \cos \alpha / r_\sigma. \quad (2)$$

Если разность давлений в капиллярах не равна нулю в конце зоны конденсации трубы, разность давлений, создаваемая капиллярными силами,

$$\Delta p_\sigma = 2\sigma \left(\frac{\cos \alpha_\sigma}{r_\sigma} - \frac{\cos \alpha_c}{r_c} \right). \quad (3)$$

Капиллярная разность давлений в стационарном состоянии уравновешивается трением, изменением количества движения и гравитационной разностью давлений в фазах. Это можно выразить в виде

$$-\Delta p_\sigma = \Delta p_v + \Delta p_l, \quad (4)$$

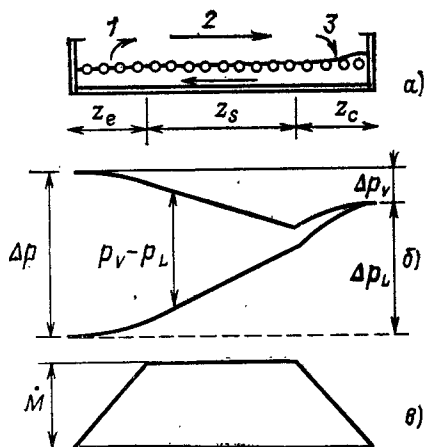


Рис. 1. Изменение уровня поверхности раздела (а), статического давления (б) и массового потока вдоль тепловой трубы (в): 1 — испаритель; 2 — участок транспорта жидкости; 3 — конденсатор

причем Δp означает увеличение давления в направлении потока фазы (по всей длине тепловой трубы, если не оговорено обратное).

Разность статического давления в жидкости может быть записана как

$$\Delta p_L = \Delta p_{fL} + \Delta p_{g.} \quad (5)$$

Разность давления, обусловленная изменением импульса, пренебрежимо мала для жидкостей. Разность давления, вызванная трением при капиллярном течении в пористой среде, может быть выражена в виде

$$\Delta p_{fL} = -\frac{\eta_L \dot{M} Z_{eff}}{\rho_L K A}. \quad (6)$$

Вследствие малых размеров пор в наполнителях течение, как правило, ламинарное. Следует отметить, что здесь используется эффективная длина Z_{eff} , что позволяет учесть изменение массовой скорости на участках испарения и конденсации (рис. 1). Если предположить, что скорость испарения и конденсации на соответствующих участках одинакова, можно показать, что

$$Z_{eff} = Z_s + \frac{1}{2} (Z_l + Z_c). \quad (7)$$

Разность давления вследствие действия гравитационных сил

$$\Delta p_g = -g \rho_L Z \sin \theta. \quad (8)$$

Угол θ изменяется от 0 до 180°, причем угол 180° соответствует положению трубы, при котором испаритель находится выше конденсатора и жидкость течет вверх.

Из (5), (6) и (8) следует

$$\Delta p_L = -\frac{\eta_L \dot{M} Z_{eff}}{\rho_L K A} - g \rho_L Z \sin \theta. \quad (9)$$

Если перепад давления в паре пренебрежимо мал, из (2), (4) и (9) следует выражение для максимального расхода при циркуляции

$$\dot{M} = \frac{\sigma \rho_L \cos \alpha}{\eta_L} \frac{K A}{Z_{eff}} \left(\frac{2}{r_\sigma} - \frac{g \rho_L Z \sin \theta}{\sigma \cos \alpha} \right). \quad (10)$$

Мощность тепловой трубы

$$Q = \dot{M} \Delta h_v. \quad (11)$$

При отсутствии сил тяжести и при обычном предположении, что имеет место идеальное смачивание ($\cos \alpha = 1$),

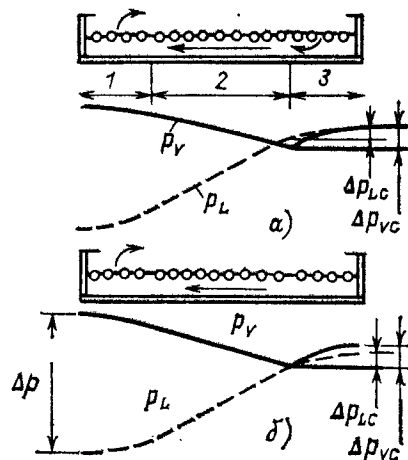


Рис. 2. Изменение статического давления и уровня поверхности раздела при $\Delta p_{vc} > -\Delta p_{Lc}$: а — неустойчивая ситуация при $\Delta p_{vc} > -\Delta p_{Lc}$; б — стабильная ситуация при $\Delta p_{vc} > -\Delta p_{Lc}$; 1 — испаритель; 2 — участок транспорта жидкости; 3 — конденсатор

(11) с учетом (10) принимает вид

$$Q = 2 \frac{\sigma \rho_L \Delta h_v}{\eta_L} \frac{K A}{r_\sigma Z_{eff}}. \quad (12)$$

Следует отметить, что первый множитель в правой части (12) характеризует только свойства жидкости, тогда как второй определяет свойства пористого наполнителя. Это удобно при выборе рабочей жидкости и наполнителя.

На практике капиллярная разность давления часто находится измерением так называемой высоты поднятия жидкости в капилляре (высоты, на которую поднимется жидкость в пористом наполнителе в поле тяжести и при отсутствии трения)

$$Z_r = \frac{\Delta p_\sigma}{\rho_L g}. \quad (13)$$

Используя (13), уравнение (10) можно записать в виде

$$Q = \frac{g \rho_L^2 \Delta h_v K A Z_r}{\eta_L Z_{eff}}, \quad (14)$$

а (12) в виде

$$Q = \frac{g \rho_L^2 \Delta h_v K A Z_r}{\eta_L Z_{eff}}. \quad (15)$$

На рис. 2 изображен случай, когда $\Delta p_{Lc} > -\Delta p_{vc}$, т. е. когда восстановление давления в направлении потока пара меньше, чем перепад давления в направлении потока жидкости.

Если $\Delta p_{vc} > -\Delta p_{Lc}$, граница раздела фаз и точка, в которой кривизна поверхности раздела фаз равна нулю, находятся в конце конденсатора, то распределение давления имеет вид, показанный на рис. 2, а. При входе пара в зону конденсации p_L больше, чем p_v , следовательно, в этой точке неизбежно возникла бы выпуклая поверхность, как показано на рис. 2, а. Этого не происходит при нормальных условиях смачивания поверхности, и возникает равновесное распределение давления (рис. 2, б). В этом случае капиллярная разность давлений уравнивается перепадом давления на участках испарения и транспорта жидкости. При прочих равных условиях в таком случае циркуляция будет выше. В табл. 1 приведены ссылки на литературу, в которой эти вопросы рассмотрены более подробно.

Таблица 1. Литература по отдельным проблемам тепловых труб

Тема	Литература
1. Монографии и общие вопросы	[2—4, 74, 75]
2. Циркуляция и передача теплоты	
Срыв жидкости паром	[76]
Затопление капиллярных структур	[77, 78]
Сдвиг на границе раздела фаз	[79, 88]
Частично насыщенные наполнители	[81]
Сверхзвуковые потоки	[82]
Число Маха двухфазного потока	[83]
Паровой удар	[84]
Перепад давления в паре	[85—88]
3. Распределение температур и радиальные тепловые потоки	
Конденсация	[89, 90]
Осушение	[91, 92]
Эффективная теплопроводность наполнителя	[93—95]
Испарение	[84, 96—102]
Неравномерный нагрев	[103, 104]
Распределение температур	[105, 106]
4. Продольная передача теплоты и условия эксплуатации	
Конструирование тепловых труб	[107—110]
Влияние пористости	[111—117]
Общие вопросы	[73, 87, 118—120]
Минимальные ограничения	[121]
Неустойчивые состояния	[122—126]
Условия эксплуатации	[127—129]
Оптимизация	[117—130]
Вращение тепловых труб	[131—132]
5. Выбор рабочей жидкости	
Контактные углы	[133]
Общие вопросы	[134—135]
Высокие температуры	[41, 136, 137]
Низкие температуры	[133]
Смачивающие агенты	[138]
6. Характеристики наполнителей	
Пористые среды	[139, 140, 141—147]
Капиллярные силы	[148—149]
Общие вопросы	[150—153]
Размещение в тепловых трубах	[154—155]
Однородная пористость	[156]
Канавки, прорези	[128—157]
Частичное насыщение	[81]
Сопротивление жидкому потоку	[81, 150, 158—160]
Двухфазные потоки в пористых телах	[25, 161—163]
7. Общие вопросы запуска	[164—170]
8. Управление	
Постоянная температура	[5, 71, 171, 172]
Устройства	[173]
Диоды	[174, 175]
Электрическая обратная связь	[176, 177]
Управление газом	[71, 109, 178—184]
Общие вопросы	[185—186]
Теплообменники из тепловых труб	[56, 185]
Тепловое переключение	[173, 187]
9. Совершенствование, изготовление, срок эксплуатации	
Совместимость	[190—193]

Продолжение табл. 1

Тема	Литература
Керамические тепловые трубы	[194]
Соответствующие стенки	[195]
Совершенствование	[146, 196]
Взрыв	[197]
Гибкость	[154]
Перемещение газа	[198]
Общие вопросы	[135]
Высокие температуры	[41, 136, 137]
Срок эксплуатации	[10, 190, 199, 200]
Низкие температуры	[133]
Изготовление	[201—204]
Выбор материала	[9, 27, 191, 205, 206]
10. Смежные вопросы	
Теплообменники с тепловыми трубами	[22, 55, 56, 194, 207—209]
Восстановление тепла	[35, 72]
Тепловые трубы с вспомогательной подкачкой	[212]
Жидкие ребра	[213]
Осмотические тепловые трубы	[214, 215]
Фотохимические тепловые трубы	[216]
Вращающиеся тепловые трубы	[131, 217, 29]
Термосифоны	[51, 185, 218, 219, 211]

3.10.3. Распределение температуры и радиальный тепловый поток

На рис. 1 схематически показано изменение температуры жидкости в процессе циркуляции в тепловой трубе. Начиная с конца зоны конденсации и по направлению течения температура жидкости на поверхности уменьшается до тех пор, пока жидкость не достигнет выхода из конденсатора. На участке транспорта жидкости температура жидкости увеличивается в результате передачи теплоты от пара. В испарителе температура быстро возрастает при передаче теплоты через стенку, пока не достигнет значений, больших, чем температура пара. Так как давление жидкости в испарителе ниже, чем давление пара в результате действия капиллярных сил, температура насыщения жидкости ниже температуры насыщения пара. Таким образом, в испарителе жидкость находится при температуре выше ее температуры насыщения. Кипение подавляется

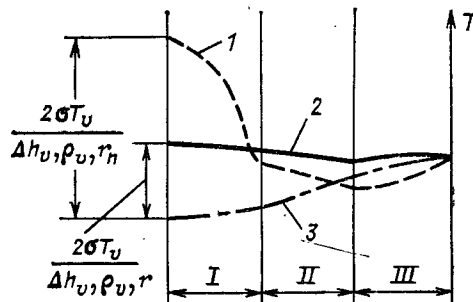


Рис. 1. Распределение температуры жидкости и пара: 1 — жидкость на поверхности стенки; 2 — пар; 3 — температура насыщения жидкости; I — испаритель; II — зона транспорта жидкости; III — конденсатор

Таблица 1. Эффективная теплопроводность наполнителей [3]

Структура наполнителей	λ_p , Вт/(м ² ·К)
Чередование жидкости и пористой среды	$\frac{\lambda_l \lambda_w}{\varepsilon \lambda_w + (1 - \varepsilon) \lambda_l}$
Жидкость и пористая среда, расположенные параллельно	$\varepsilon \lambda_l + (1 - \varepsilon) \lambda_w$
Свернутый экран	$\frac{\lambda_l [(\lambda_l + \lambda_w - (1 - \varepsilon)(\lambda_l - \lambda_w))]}{(\lambda_l + \lambda_w) + (1 - \varepsilon)(\lambda_l - \lambda_w)}$
Сферы в плотной упаковке	$\frac{\lambda_l [(2\lambda_l + \lambda_w) - 2(1 - \varepsilon)(\lambda_l - \lambda_w)]}{(2\lambda_l + \lambda_w) + (1 - \varepsilon)(\lambda_l - \lambda_w)}$
Прямоугольные пазы	$\frac{(\omega_f \lambda_l \lambda_w \delta + \omega \lambda_l)(0,185 \omega_f \lambda_w + \delta \lambda_l)}{(\omega + \omega_f)(0,185 \omega_f \lambda_f + \delta \lambda_l)}$

действием сил поверхностного натяжения на центры парообразования при условии, что разность температур в наполнителе меньше, чем

$$T_{wp} - T_{wv} = \frac{T_v}{\Delta h_v \rho_v} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \frac{2\sigma}{r_l} \right). \quad (1)$$

После выхода пара из испарителя его температура падает по всему тракту потока, при этом уменьшаются давление и подвод теплоты к жидкости. Небольшая часть пара конденсируется при определенных условиях до поступления в конденсатор. В зоне конденсации может быть небольшое увеличение температуры, связанное с ростом давления пара. Так как изменение давления вдоль всего пути пара невелико, градиент температур в паровой фазе, как правило, также невелик в абсолютном выражении (менее 2 К).

Эффективная теплопроводность некоторых типов насыщенных пористых структур приведена в табл. 1. Радиальный тепловой поток в испарителе определяется тогда из соотношения

$$q = \lambda_l (T_{wp} - T_{wv}). \quad (2)$$

Аналогичное уравнение получается и для конденсатора, но с противоположным знаком. Из (1) и (2) следует, что значение максимального теплового потока, при котором не наступает испарение в капиллярной структуре, равно:

$$q = \frac{\lambda_l T_v}{\Delta h_v \rho_v} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \frac{2\sigma}{r_l} \right). \quad (3)$$

Для многих пористых структур это значение может быть превышено, поскольку жидкость частично проникает в пористую структуру и существенно уменьшает ее толщину. Это, однако, имеет отрицательную сторону — уменьшается проходное сечение для жидкости и ее циркуляция.

3.10.4. Ограничения мощности

Мощность, передаваемая тепловыми трубами, может быть ограничена по следующим соображениям:

- скорость пара не должна превышать звуковую или скорость закипания;
- необходимо избегать уноса жидкости паром (в противном случае в испарителе будет недостаток жидкости);
- в пористой среде не должно быть кипения;

скорость циркуляции имеет предел для данной жидкости.

На рис. 1 схематически показано [108], как эти четыре ограничивающих фактора определяют область рабочих параметров тепловых труб данной конструкции. При низком давлении звуковая скорость может быть ограничивающим фактором, так как плотность пара невелика (область 1-2). В области 2-3 перенос теплоты ограничен уносом жидкости паром. В области 3-4 ограничения на мощность обусловлены капиллярными эффектами. В области 4-5 продольный перенос теплоты ограничен кипением внутри наполнителя. На практике рабочие параметры выбираются внутри области 3-4.

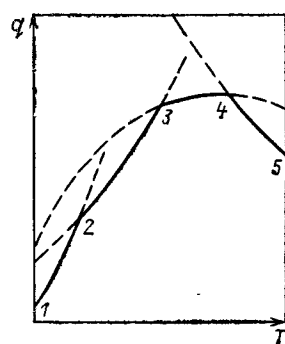


Рис. 1. Условия эксплуатации тепловых труб

3.10.5. Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость должна иметь следующие свойства: высокое поверхностное натяжение для эффективного использования капилляров; хорошие характеристики смачивания по тем же соображениям;

- низкую вязкость;
- высокие значения теплоты фазового перехода;
- высокую теплопроводность для передачи теплоты от жидкости к наполнителю;
- температуры кипения и замерзания в пределах рабочих температур;
- высокую плотность;
- совместимость с наполнителем и стенками трубы в отношении коррозии;
- химическую стабильность.

Уравнение (12), § 3.10.2, содержит комбинацию свойств, которая может быть определена как фактор пере-

Таблица 1. Рабочие жидкости и их характеристики

Интервал рабочих температур, °С	Рабочая жидкость	Свойства при атмосферном давлении		Материал для кожуха и наполнителя
		Температура кипения, °С	Фактор переноса (кВт/м ²) · 10 ⁻¹	
-200 ÷ -170	Азот	-196	0,9	Нержавеющая сталь
-70 ÷ +50	Аммиак	-33	10	Нержавеющая сталь, никель, алюминий
-60 ÷ +40	Фреон-12	-30	1	Нержавеющая сталь, медь
-30 ÷ +100	Метанол	65	5	Медь
10—200	Вода	100	50	Медь, никель
190—500	Ртуть	356	200	Нержавеющая сталь
400—800	Калий	760	50	То же
500—900	Натрий	883	200	»
900—1500	Литий	1330	800	Тантал, TZM

носа жидкости [107], так как чем выше значение этого фактора, тем выше скорость циркуляции в тепловой трубе. Фактор переноса определяется как

$$N = \frac{\sigma \rho_l \Delta h_v}{\eta_l}, \quad (1)$$

где σ — поверхностное натяжение; Δh_v — теплота фазового перехода на единицу объема; η_l — динамическая вязкость.

В табл. 1 приведены наиболее распространенные рабочие жидкости, их факторы переноса и некоторые другие свойства.

3.10.6. Характеристики капиллярных структур

Первоначальные капиллярные структуры, которые использовались в тепловых трубах, представляли собой такие материалы, как ткань, стекловолно, пористый металл и проволоочная сетка. Эти структуры будем считать гомогенными, чтобы отличать их от комбинаций различных материалов, которые будем называть композиционными капиллярными структурами.

На рис. 1, а схематически показана гомогенная капиллярная структура. Фитиль прилегает к стенке тепловой трубы таким образом, чтобы обеспечить хороший контакт со стенкой в зоне передачи теплоты. Хороший контакт обеспечивает удовлетворительную теплопередачу от стенок и к стенкам тепловой трубы. Используются также каналы на стенках (рис. 1, б). Более усовершенствованную структуру представляют собой тонкие экраны (рис. 1, в). Преимущество такой конструкции заключается в том, что уменьшается унос жидкости, текущей в фитиле, паром, который движется из испарителя тепловой трубы к конденсатору. Более важно, что экран может иметь поры малого размера и это позволяет увеличить капиллярный потенциал без существенного увеличения сопротивления в каналах. В [196] приведены результаты испытаний тепловых труб с капиллярной структурой, изображенной на рис. 1, б, в, которые показали улучшение характеристик тепловых труб.

Несколько других конструкций капиллярных структур показано на рис. 1, г — з. Структура на рис. 1, з является примером использования артерий, которые позволяют получить низкие сопротивления и перепады давления в жидкости. Структуры на рис. 1, д — ж также имеют низкие сопротивления для течения жидкости.

На рис. 1, ж, з проходы или артерии с низким сопротивлением для потока примыкают к стенке, и их недостаток

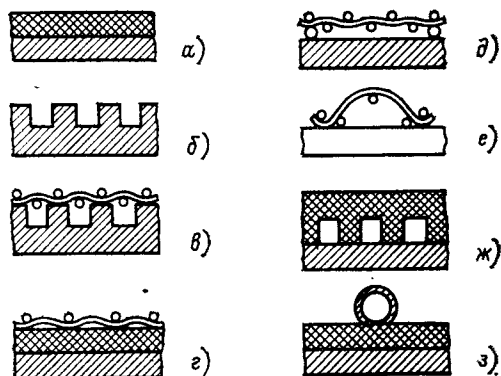


Рис. 1. Капиллярные структуры:

а — гомогенная капиллярная структура; б — каналы; в — каналы и экраны; г — сетки и экраны; д — экран и кольцевой канал для круглых тепловых труб; е — гофрированный экран; ж — капиллярная структура с каналами; з — артерия

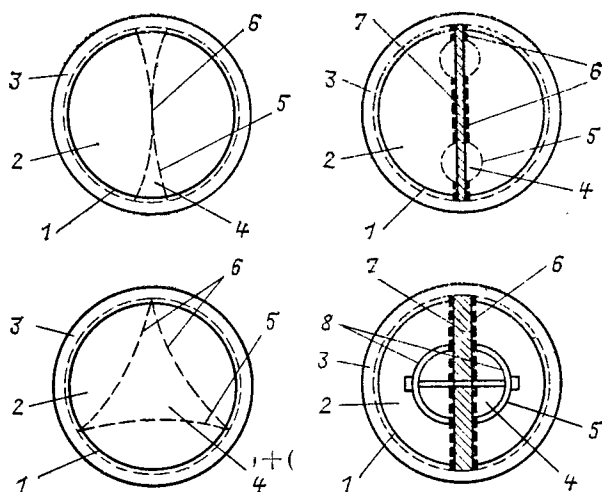


Рис. 2. Тепловые трубы с артериями [144]:

1 — внутренняя поверхность стенки; 2 — паровая зона; 3 — канавки; 4 — артерия для жидкости; 5 — сетка; 6 — сетка; 7 — опора; 8 — разрезанная труба без капилляров

ком является то, что в них может возникнуть кипение. На рис. 2 представлено поперечное сечение некоторых капиллярных структур, для которых этой проблемы можно избежать [144].

На рис. 3 показаны другие формы артерий [142]. Как видно на этих рисунках, большое значение имеет то, что во всех точках артерии изолированы от пара. В этом случае в артерии могут преобладать следующие механизмы: действие капиллярных сил, конденсация пара; подъем давления в паровой зоне нагрева, вызванный паром, который сжимается в артерии и замещается жидкостью, при этом остаток пара удаляется с обогреваемой поверхности.

В трубе, изображенной на рис. 3, давление в артерии будет ниже давления в паровой зоне. Устройство отверстий в поверхности артерии позволяет пару проникнуть в трубу

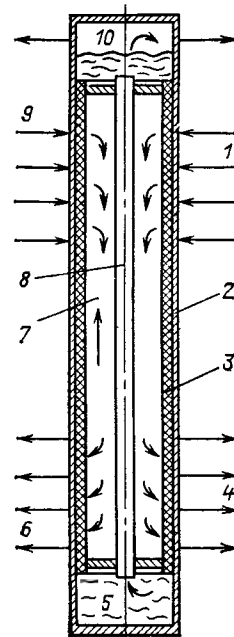


Рис. 3. Тепловая труба с коллектором и системой артерий:

1 — испаритель; 2 — стенка трубы; 3 — капиллярная структура; 4 — конденсатор; 5, 10 — коллекторы; 6, 9 — пластинчатый коллектор; 7 — паровая зона; 8 — артерия

и образовать там двухфазную смесь. При работе против сил гравитации это добавит движущие силы естественной циркуляции к капиллярным силам [25, 161].

Принятые обозначения

A — площадь поперечного сечения капиллярной структуры, м^2 ; h_p — теплота фазового перехода, Дж/кг ; K — проницаемость, м^2 ; N — фактор переноса, кВт/м^2 ; Δp_{ft} — разность давлений, обусловленная трением в жидкости, Па; Δp_g — разность давлений, обусловленная гравитацией, Па; Δp_t — полная разность давлений в жидкости, Па; Δp_{ee} — полная разность давлений жидкости в конден-

саторе, Па; Δp_v — разность давлений в паре, Па; Δp_{vc} — полная разность давлений в конденсаторе; Δp_{σ} — разность давлений вследствие действия капиллярных сил, Па; r — радиус пор, м; r_t — радиус капилляров в испарителе, м; r_n — радиус центров парообразования, м; r_{σ} — минимальный радиус капилляров, м; T_{wp} — температура наполнителя на стенке трубы, К; T_{wv} — температура наполнителя на поверхности, контактирующей с паром, К; Z — длина тепловой трубы, м; Z_c — длина конденсатора, м; Z_i — длина испарителя, м; Z_{eff} — эффективная длина тепловой трубы, м; α — краевой угол смачивания; ε — пористость капиллярной структуры; λ_f — теплопроводность ребер, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$; λ_l — теплопроводность жидкости, $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$; λ_w — теплопроводность материала наполнителя, $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$.

Раздел 3.11

ТОПКИ И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Труелав

3.11.1. Технологические нагреватели и паровые котлы

А. Технологические нагреватели. Нагреватели используются в нефтеперерабатывающей промышленности для подогрева нефтепродуктов и разделения на фракции термического крекинга и в высокотемпературных технологических процессах. Теплоноситель протекает по трубам внутри нагревателя, рабочие температуры в трубах могут достигать 900°C , рабочие давления при температурах 450°C — до 20 МПа. Мощность аппаратов находится в пределах от 3 до 100 МВт, хотя мощность очень больших преобразователей паров углеводородов может быть до 300 МВт. В этих нагревателях в качестве топлива используются исключительно нефть или газ.

Существует много различных конструкций технологических нагревателей [1, 2]. На рис. 1 изображена схема типичного технологического нагревателя. Он состоит из ци-

линдрической вертикальной камеры сгорания, внутри которой сгорает топливо. Стенки ее 2 обычно изготавливаются из огнеупорного материала. В камере находятся теплопоглощающие трубы 3, расположенные вертикально вдоль стен, которые поглощают часть теплоты от факела продуктов сгорания до того, как они попадут на участок конвективного нагрева. В такой конструкции все трубы расположены эквидистантно по отношению к форсункам 4, что гарантирует равномерное распределение тепловыделения по периметру, хотя тепловой поток может значительно изменяться вдоль труб.

На радиационном участке теплота передается преимущественно излучением, тем не менее передача теплоты конвекцией может составлять до 10%. Тепловые потоки на поверхности труб на участке радиационного теплообмена составляют около 50 кВт/м^2 . Трубы на участке конвективного нагрева устанавливаются в виде горизонтального пучка 5 над камерой сгорания, который передает теплоту от продуктов сгорания при более низкой температуре, чем вертикальным трубам на участке радиационного теплообмена. На участке конвективного теплообмена часто используются оребренные трубы или другие типы развитых поверхностей. Однако первые один или два ряда труб, которые называются экранящими трубами, также получают существенное количество теплоты излучением. В качестве этих труб не используются трубы с развитыми поверхностями, поскольку в таком случае ухудшается теплообмен излучением. Конструкция технологического нагревателя, изображенного на рис. 1, обеспечивает экономичные и высокоэффективные характеристики установки. Их мощность, как правило, составляет 3—60 МВт.

Другой тип конструкции с горизонтальными трубами показан на рис. 2. Трубы 1 на участке теплообмена излучением устанавливаются горизонтально вдоль стен и под наклонной крышкой. На участке конвективного теплообмена устанавливаются трубы в виде горизонтального пучка 3 над камерой сгорания. Обычно в таких аппаратах форсунки 2 для сжигания топлива расположены на днище, но иногда их устанавливают на боковых стенках под трубами. Мощность таких нагревателей также изменяется от 3 до 60 МВт.

Третий тип конструкции представляет собой нагреватель с двумя форсунками (рис. 3). Трубы 1 на участке теплообмена излучением устанавливаются в один ряд и обогреваются с обеих сторон. Это позволяет достичь равномерного распределения тепловых потоков по периметру труб. В таких нагревателях форсунки 3 также устанавливаются в

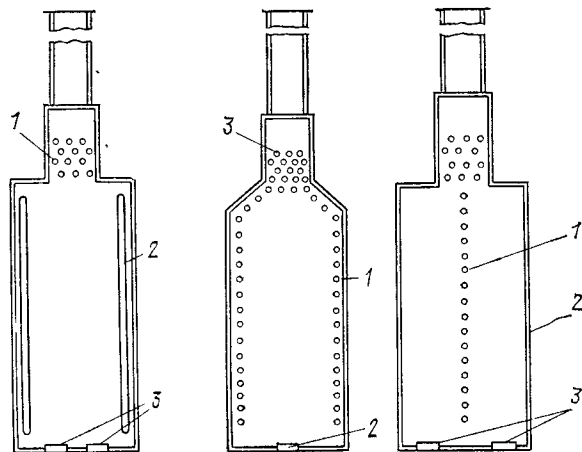


Рис. 1. Вертикальный цилиндрический нагреватель с конвективной секцией, обтекаемой поперечным потоком: 1 — конвективная секция; 2 — отражатели; 3 — форсунки

Рис. 2. Нагреватель с горизонтальными трубами: 1 — отражатели; 2 — форсунки; 3 — конвективная секция

Рис. 3. Нагреватель с двумя форсунками: 1 — отражатели; 2 — стенки-рефлекторы; 3 — форсунки

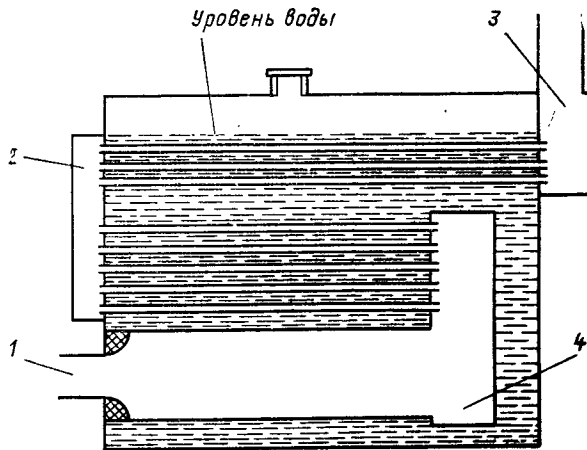


Рис. 4. Дымоварный котел с двумя ходами:

1 — форсунка; 2 — камера для изменения направления потока дымовых газов; 3 — дымоварная камера; 4 — реверсивная камера

днище. Но для увеличения теплоотдачи излучением за счет использования вторичного излучения от стенок камеры форсунки могут быть установлены напротив отражающих стен 2. Мощность таких аппаратов находится в пределах от 3 до 15 МВт.

В. Паровые котлы. Имеется два основных типа паровых котлов: дымоварные и водотрубные [3].

Дымоварные котлы широко используются в промышленности для получения пара и горячей воды. Современный дымоварный котел может производить пар при давлении до 2,5 МПа с паропроизводительностью около 8 кг/с. Некоторые котлы оборудованы трубами для перегрева и поэтому могут быть использованы для небольших энергетических установок. В качестве топлива для дымоварных котлов используются газ, нефть или твердое топливо. Типичный дымоварный котел показан на рис. 4. Он состоит из цилиндрической емкости, в которой размещены полностью затопленные водой трубы и через которые проходят горячие продукты сгорания. Горячие газы, образующиеся в камере сгорания, проходят через реверсивную камеру и затем через трубы малого диаметра, составляющие второй ход, и, наконец, через второй пучок труб, который образует третий ход. В некоторых конструкциях котлов третий ход исключен. Камера сгорания в некоторых котлах состоит из двух паровых труб. Камера сгорания также может находиться снаружи кожуха котла. Основным механизмом передачи теплоты в трубах является конвекция. Однако в паровых трубах существенную роль играет излучение. Максимальные тепловые потоки внутри паровых труб могут достигать 400 кВт/м².

Водотрубные котлы более выгодны по сравнению с дымоварными при давлениях свыше 2 МПа и паропроизводительности свыше 5 кг/с. Водотрубные котлы используются на больших предприятиях в технологических процессах и в энергетических установках для производства высокотемпературного пара при высоком давлении. В качестве топлива в них могут использоваться газ, нефть или твердое топливо. Типичный водотрубный котел для энергетических установок показан на рис. 5. Трубы котла, по которым протекает вода, полностью заделаны в стенки камеры сгорания и образуют так называемый топочный экран. Ряд форсунок для сжигания топлива расположен в фронтальной стене. Передача теплоты к трубам в камере сгорания осуществляется излучением. Дальнейший нагрев производится конвекцией в перегревателе горячими продуктами сгорания, которые могут также использоваться для подогрева

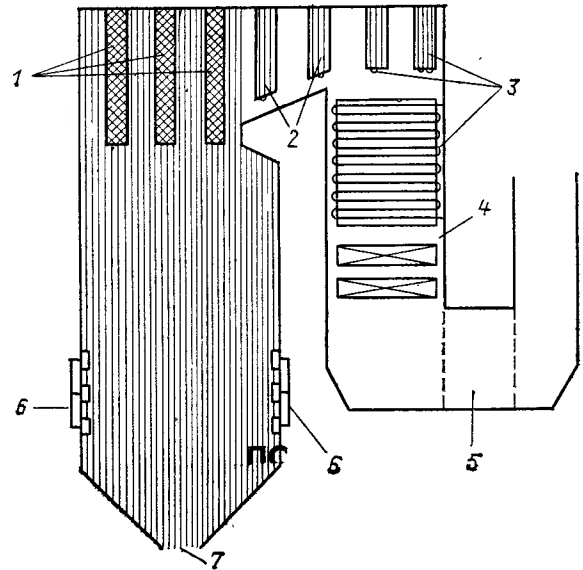


Рис. 5. Водотрубный котел на угольной пыли для электростанций: 1 — панели радиационного перегревателя; 2 — вторичный нагреватель; 3 — конвективный перегреватель; 4 — экономайзер; 5 — подогреватель воздуха; 6 — форсунки; 7 — выгрузка золы

воздуха, повышая тем самым эффективность котла. В котлах для энергетических установок в качестве топлива используется нефть или угольная пыль.

3.11.2. Теплопередача в топках

А. Источник теплоты. Источником теплоты в топках является в основном энергия, выделяемая при горении топлива. Для топлив, содержащих водород, различают два значения теплоты сгорания: теплота сгорания, определенная в предположении, что вся влага, выделенная в процессе горения, конденсируется и охлаждается до 288 К; теплота сгорания, определенная в предположении, что выделяемая влага остается в паровой фазе. Источником кислорода для горения обычно является воздух. Для гарантии полного сгорания топлива в топку подается большее количество воздуха, чем это требуется по стехиометрическим соотношениям. Как правило, подается на 10 % больше воздуха для газообразного топлива, на 15–20 % для жидкого топлива и на 20 % или более для распыленных твердых топлив. В табл. 1, 2 приведены состав, теплота сгорания, потребность в воздухе для наиболее распространенных видов газообразных, жидких и твердых топлив.

Газообразные топлива обычно сгорают без свечения, тогда как при горении нефти может возникнуть светящийся факел различной степени яркости. Распыленный уголь сгорает в пламени с высоким уровнем свечения вследствие наличия в пламени горячих твердых частиц.

Основными источниками излучения от пламени без свечения являются углекислый газ и водяной пар, которые присутствуют в продуктах сгорания. Общее излучение от газа зависит от температуры и объема газа, радиационных свойств газа, которые обычно выражаются через коэффициенты излучения и поглощения. Общий коэффициент излучения ϵ_g газов зависит от температуры газа T_g и произведения парциального давления на длину и небольшой поправки на общее давление pL . Поглощающая способность газов α_g зависит от тех же параметров и от температуры источника излучения T_s . Диаграммы для коэффициентов излучения углекислого газа и водяного пара приведены в § 2,9,5, т. 1. Связь коэффициентов поглощения

Таблица 1. Свойства газообразных топлив [4]

Топливо	Состав, % *												Теплота сгорания, МДж/кг		Расход воздуха, кг/кг
	CO ₂	N ₂	CO	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₂ H ₄	C ₃ H ₆	C ₄ H ₈	максимальная	минимальная	
Чистые газы	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10,10	10,10	—
Угарный газ	—	—	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	142,0	120	2,46
Водород	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—	—	—	55,48	—	34,27
Метан	—	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—	—	51,88	49,95	17,2
Этан	—	—	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—	50,35	47,45	15,9
Пропан	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	—	—	49,55	46,33	15,25
n-Бутан	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	—	49,02	45,73	14,98
n-Пентан	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	50,28	45,33	15,32
Этилен	—	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	48,91	47,11	14,81
Пропилен	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	48,46	45,75	14,81
Бутилен	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	45,30	14,81
Топливные газы с Северного моря	0,2	1,5	—	—	94,5	3,0	0,5	0,2	0,1	—	—	—	53,5	48,2	16,6
Газы Грюннигенского месторождения	0,9	14,0	—	—	81,8	2,7	0,4	0,1	0,1	—	—	—	42,3	38,1	13,1
Синтетический природный газ	2,0	—	0,1	0,7	95,2	—	2,0	—	—	—	—	—	52,3	47,2	16,2
Промышленный пропан	—	—	—	—	—	1,5	91	2,5	—	—	5,0	—	50,3	46,3	15,2
Промышленный бутан	—	—	—	—	0,1	0,5	7,2	88	—	—	4,2	—	49,6	45,8	15,0
Водяной газ	4,7	4,5	41,0	49,0	0,8	—	—	—	—	—	—	—	16,5	15,1	4,0
Доменный газ	17,5	56	24,0	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	2,49	2,45	0,61
Каменноугольный газ	4,0	6,6	18,0	49,4	20,0	—	—	—	—	—	—	2,0	30,3	27,2	8,4
Генераторный газ	5,0	54,5	29	11,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	4,55	4,34	1,12
Природный газ	26,6	1,8	24,4	37,3	10,3	—	—	—	—	0,3	0,3	—	13,1	11,8	3,5
Газ с низким содержанием бензина	16,7	—	2,2	46,4	37,4	—	—	—	—	—	—	—	30,9	27,3	8,9
Газ с высоким содержанием бензина	21,0	—	1,0	17,0	61,0	—	—	—	—	—	—	—	30,2	27,1	9,2

* Процент к объему.

Таблица 2. Свойства жидких и твердых топлив [4,5]

Топливо	Состав, % *							Теплота сгорания, кДж/кг		Расход воз- духа кг/кг
	С	Н	О	S	N	Зола	Влага	макси- мальная	мини- мальная	
Жидкое:										
керосин	85,8	14,1	—	0,1	—	—	—	46,5	43,5	14,7
газойль	86,1	13,2	—	0,7	—	—	—	45,6	42,8	14,4
легкое топливное масло	85,6	11,7	0,1	2,5	0,08	0,02	—	43,5	41,1	14,0
среднее топливное масло	85,6	11,5	0,15	2,6	0,12	0,03	—	43,1	40,8	13,9
тяжелое топливное масло	85,4	11,4	0,2	2,8	0,15	0,05	—	42,9	40,5	13,8
метанол	37,5	12,5	50,0	—	—	—	—	22,7	19,9	6,5
этанол	52,2	13,0	34,8	—	—	—	—	30,2	27,2	9,1
Твердое (угли):										
антрацит	78,2	2,4	1,5	1	0,9	8,0	8,0	29,7	28,9	9,8
уголь:										
с низким выходом летучих	77,4	3,4	2,0	1	1,2	8,0	7,0	30,6	29,7	10,1
со средним выходом летучих	75,8	4,1	2,6	1,2	1,3	8,0	7,0	30,8	29,8	10,2
с высоким выходом летучих	71,6	4,3	3,8	1,7	1,6	8,0	9,0	29,5	28,4	9,7
бурые	56	4,0	18,4	0,6	1	5,0	15,0	21,5	20,2	7,1

* Процент к массе.

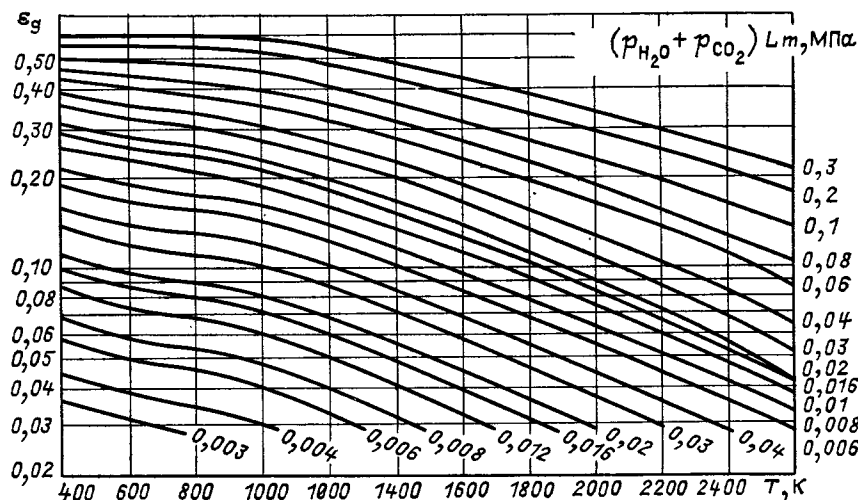


Рис. 1. Излучательная способность смеси углекислого газа и водяного пара при $p_{H_2O}/p_{CO_2}=1$ и полном давлении 0,1 МПа [6]

может быть оценена и излучение имеет вид

$$\alpha_g(T_g, T_s, pL) \cong (T_g/T_s)^m \varepsilon_g(T_s, pL(T_s/T_g)^n), \quad (1)$$

где показатели степеней m и n определяются по опытным данным для каждого газа. Для углекислого газа $m=0,65$ и $n=1$, для водяного пара $m=0,45$ и $n=1$. Если присутствуют оба компонента, то их коэффициенты излучения аддитивны, хотя и необходима небольшая коррекция для учета совмещенной части спектра. Аналогичная коррекция применяется при расчете коэффициента поглощения. Эффективность расчетов часто может быть повышена с учетом того факта, что в продуктах сгорания соотношение между углекислым газом и водяным паром фиксировано. Например, отношение парциальных давлений p_{H_2O}/p_{CO_2} равно 1 при сгорании $(CH_2)_x$ и равно 2 при сгорании CH_4 . В этот интервал попадает большинство углеводородных топлив. На рис. 1, 2, построенных по данным [6, 7], приведены излучающие способности смесей с отношением парциальных давлений, равным 1 и 2. При определенном коэффициенте излучения смесей с промежуточным значением отношением парциальных давлений используется корректирующий параметр $(p_{CO_2} + p_{H_2O})L$.

При расчете излучения от яркого пламени требуется информация о распределении концентрации сажи или других частиц в пламени и их радиационных свойствах. Если расчеты коэффициента излучения пламени основаны на средней температуре пламени и среднем излучении газов, то вполне достаточным приближением для учета сажи является добавление 0,05 к коэффициенту излучения без свечения, если пламя является «ярким», но не интенсивно светящимся», и 0,1, если пламя является «очень ярким» [7]. Это отражает тот факт, что светящееся пламя занимает только малую часть объема топки. Учет излучения от больших частиц рассмотрен в [8].

В расчетах излучения от продуктов сгорания в топках удобно использовать так называемую модель смешанного серого газа [8]. Общие коэффициенты поглощения и излучения записываются в виде

$$\varepsilon_g = \sum_n a_{g,n}(T_g)(1 - e^{-k_{a,n}L}), \quad (2)$$

$$\alpha_g = \sum_n a_{s,n}(T_s)(1 - e^{-k_{a,n}L}), \quad (3)$$

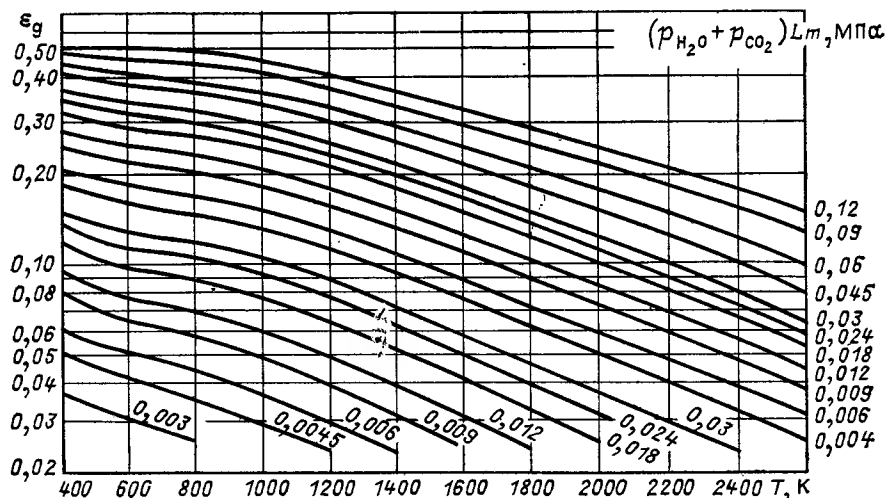


Рис. 2. Излучательная способность смесей углекислого газа и водяного пара при $p_{H_2O}/p_{CO_2}=2$ и полном давлении 0,1 МПа [6]

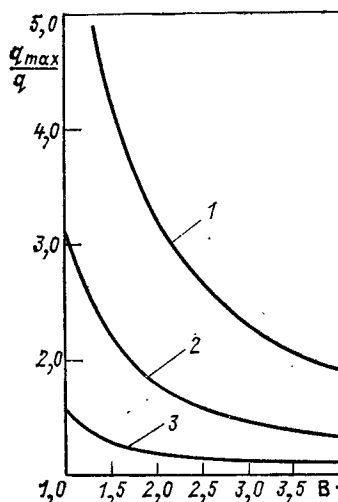


Рис. 3. Отношение максимального теплового потока к среднему в зависимости от относительного шага размещения труб: 1 — два ряда треугольного пучка напротив стенки; 2 — один ряд труб напротив стенки; 3 — один ряд при равномерном излучении с обеих сторон

где $k_{a,n}$ — коэффициенты поглощения n -го компонента серого газа; $a_{g,n}$, $a_{s,n}$ — множители, которые, так же как и коэффициенты поглощения, определяются по (2) и (3) и измеренным коэффициентам излучения и поглощения продуктов сгорания в широком интервале температур и длин. Компоненты газа с $k_a=0$ включаются в (2) и (3) для учета непоглощающей области в спектре поглощения газа. Множители a_{gn} и a_{sn} для прозрачных газов с $k_a=0$ определяются из условий, что сумма всех этих множителей в (2) и (3) равна 1. Ряды из трех слагаемых или модели для двух серых газов и одного прозрачного вполне достаточно для большинства встречающихся на практике случаев. Ошибка небольшая, если $a_{s,n}(T_s)$ принять равным $a_{g,n}$ и вычисленным при температуре T_s .

В. Теплоприемник. Наиболее часто в таких топках в качестве теплоприемника используются один или два ряда труб, расположенных напротив отражающей стенки. Такое расположение увеличивает эффективность труб как поглотителей теплоты, поскольку на большую часть периметра труб излучение не попадает — оно поступает на отражатель, от которого снова попадает на трубы. В общем, распределение теплового потока по периметру труб не является однородным. В случае одного ряда труб максимальный тепловой поток будет со стороны прямого излучения от продуктов сгорания и меньшие значения теплового потока будут с обратной стороны поверхности труб от отраженного излучения и излучения горячей поверхности отражателя. Отношение максимального теплового потока к среднему может быть установлено изменением шага размещения труб (рис. 3). Для обычного шага размещения труб, равного двум наружным диаметрам, это отношение равно 1,8. С увеличением шага отношение максимального потока к среднему приближается к единице. В случае двойного ряда труб задний ряд получает около четверти общего количества теплоты. Отношение максимального потока к среднему (по периметру) в обоих рядах труб значительно

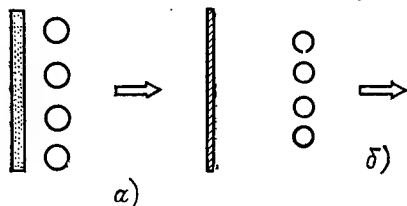


Рис. 4. Представление трубчатых теплоприемников эквивалентной плоской поверхностью: а — нагрев труб излучением с одной стороны; б — нагрев труб с двух сторон

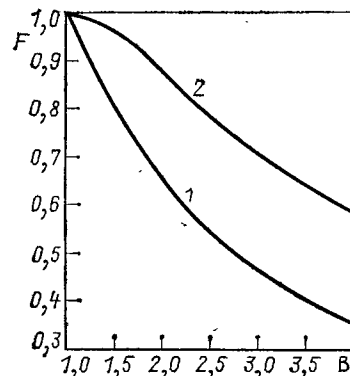


Рис. 5. Фактор F для одного (1) и двух (2) рядов треугольного пучка труб

хуже, чем для одиночного ряда труб вследствие эффекта экранирования труб.

Теплообмен излучением в этих трубах происходит аналогично теплообмену плоской поверхности с площадью, равной площади отражателя, экранируемой трубами (рис. 4). Если предполагается, что поверхность отражателя адиабатическая, то коэффициент излучения эквивалентной плоской поверхности равен:

$$\epsilon_{eff} = \frac{1}{[1/F(2-F)] + (B/\pi)[(1/\epsilon_t) - 1]}, \quad (4)$$

где B — отношение расстояния между центрами труб к их диаметру; F — доля излучения, поглощаемого трубами; ϵ_t — коэффициент излучения труб (около 0,85). Эффективная температура эквивалентной поверхности равна температуре труб. Для однородного излучения на один ряд труб

$$F = 1 - \frac{1}{B} \left[(B^2 - 1)^{1/2} - \arccos\left(\frac{1}{B}\right) \right]. \quad (5)$$

Какими-либо отклонениями от однородности почти всегда можно пренебречь. Значения параметра F приведены на рис. 5.

Другой распространенной конструкцией теплоприемника являются горизонтальные трубы, размещенные в вертикальной плоскости между стенками-отражателями. Такое расположение труб используется в критических условиях, когда требуется равномерное распределение труб по периметру. Как правило, шаг размещения труб равен двум диаметрам и отношение максимального теплового потока к среднему равно 1,2. Строгое описание такой конфигурации представляет собой серьезную проблему. В [9] предложено заменить каждую трубу вертикальной плоской поверхностью, которая поглощала бы такое же количество излучения, как и труба (см. рис. 4). Высота каждой плоской поверхности равна расстоянию между трубами, умноженному на параметр F , определяемый по (5). Эффективный коэффициент излучения плоской поверхности, заменяющей трубы, больше, чем коэффициент излучения труб, и равен:

$$\epsilon_{eff} = \frac{1}{1 + (2BF/\pi)[(1/\epsilon_t) - 1]}. \quad (6)$$

Если имеется несколько рядов труб с источником излучения между рядами, то расчеты для одной зоны могут проводиться, как и в предыдущем случае, с учетом того, что плоскость симметрии может быть приближенно заменена поверхностью, которая отражает излучение полностью и равномерно.

С. Теплопередача в теплоприемнике. Как следует из § 2.9.6, т. 1, полное количество теплоты (передача от газообразного источника к поверхности i), передаваемое излучением и конвекцией, равно

$$\dot{Q}_i = \sum_j g_{j-i} \sigma (T_j^4 - T_i^4) + \alpha_i A_i (T_k - T_i), \quad (7)$$

где σ — постоянная Стефана—Больцмана, равная $5,67 \times 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴); T_i — абсолютная температура поверхности i ; T_j — абсолютная температура поверхности или объема j внутри камеры сгорания; g_{j-i} — общее сопротивление излучению от поверхности j к i ; α_i — коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности i ; A_i — площадь поверхности i ; T_k — температура газов около поверхности i . Параметр g_{j-i} учитывает многократные отражения от всех поверхностей. Конвективная составляющая в (7) обычно мала по сравнению с радиационной.

Расчеты $\dot{Q}_i$ по (7) достаточно сложны, когда общее число поверхности и объемов велико. Очевидно, что для применения (7) на практике необходимы некоторые упрощения и предположения, которые представлены ниже.

3.11.3. Модель перемешанного потока

Представленная здесь простая модель достаточно хорошо описывает характеристики теплопередачи многих типов топочных устройств. Модель достаточно общая и поэтому может применяться в принципе к любой конфигурации топочной камеры и для всех видов топлива. Относительная простота и соответствие физическим процессам стали причиной широкого использования этой модели для предварительных расчетов участков радиационного теплообмена в технологических нагревателях и паровых котлах. Модель может с успехом использоваться для оценки влияния на характеристики топки также скорости подачи топлива, подогрева воздуха и его избытка, изменяющихся в процессе эксплуатации.

А. Основные допущения. Рабочая камера топки представляется в виде трех зон: зоны, занятой газом, которая содержит факел пламени и продукты сгорания, и две зоны, представляющие собой поверхности теплоприемников и отражателей. Предполагается, что для газа может быть задана средняя температура излучения, поверхность поглощателей теплоты является серой и ее температура равна T_1 , характеристика поверхности отражателей адиабатическая. Потери излучения через отверстия в стенках камеры пренебрежимо малы.

Теплопередача от топочных газов. С учетом принятых допущений количество теплоты, передаваемое от газообразных продуктов сгорания к теплоприемнику излучением и конвекцией,

$$\dot{Q}_1 = g_{g-1, r} \sigma (T_g^4 - T_1^4) + \alpha_1 A_{1, c} (T_g - T_1), \quad (1)$$

где σ — постоянная Стефана—Больцмана; α_1 — коэффициент теплоотдачи топочных газов; $A_{1, c}$ — поверхность теплоприемника, которая получает теплоту конвекцией; $g_{g-1, r}$ — общее сопротивление передачи теплоты излучением от газа к теплоприемнику, учитывающее многократные отражения от всех поверхностей, и излучение, отраженное от экранов. Уравнение (1) можно упростить аппроксимацией конвективной составляющей и последующей линеаризацией

$$\alpha_1 A_{1, c} (T_g - T_1) = \frac{\alpha_1 A_{1, c}}{4\sigma T_{g1}^3} \sigma (T_g^4 - T_1^4), \quad (2)$$

где T_{g1} может быть аппроксимировано арифметическим средним значений T_g и T_1 . Тогда количество теплоты, передаваемое теплоприемнику, становится равным:

$$\dot{Q} = g_{g-1, r, c} \sigma (T_g^4 - T_1^4), \quad (3)$$

где

$$g_{g-1, r, c} = g_{g-1, r} + \frac{\alpha_1 A_{1, c}}{4\sigma T_{g1}^3}. \quad (4)$$

Количество теплоты, переданной от газов, $\dot{Q}_g$ равно сумме количества теплоты, полученной теплоприемником,

и теплоты, отводимой через стенки топки теплопроводностью

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_r = g_{g-1, r, c} \sigma (T_g^4 - T_1^4) + U_r A_r (T_g - T_e), \quad (5)$$

где A_r — площадь поверхности отражателей; T_e — наружная температура; U_r — коэффициент теплопередачи от топочных газов к окружающей среде.

Тепловой баланс. Тепловой баланс в топочной камере записывается в виде

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_{g, i} - h_{g, o}), \quad (6)$$

где $\dot{m}_g$ — расход газа через камеру; $h_{g, i}$ — энтальпия газа на входе, включая теплоту реакции; $h_{g, o}$ — энтальпия газа на выходе. Вследствие несовершенного перемешивания внутри топочной камеры при расчете энтальпии принимается, что температура газов на выходе из топочной камеры меньше, чем температура излучающего газа, на величину ΔT_g , и энтальпия газов на выходе может быть записана следующим образом:

$$h_{g, o} = \bar{c}_{p, g} (T_g - \Delta T_g - T_o), \quad (7)$$

где $\bar{c}_{p, g}$ — средняя теплоемкость дымовых газов в температурном интервале от T_o до $T_g - \Delta T_g$. Такая же средняя теплоемкость может быть использована для определения фиктивной температуры $T_{g, f}$, связанной с энтальпией газов на входе

$$T_{g, f} = T_o + \frac{h_{g, i}}{\bar{c}_{p, g}}. \quad (8)$$

Подставляя (7) и (8) в (6), получаем уравнение теплового баланса

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \bar{c}_{p, g} (T_{g, f} - T_g + \Delta T_g). \quad (9)$$

Тепловая характеристика. $\dot{Q}_1$ находится из решения (5) и (9). Окончательное решение упрощается при записи в безразмерном виде в соответствии с [9]:

$$Q'D' = (T_g^4 - T_1^4) + L_r' (T_g' - T_e'); \quad (10)$$

$$Q' = 1 - T_g' + \Delta T_g', \quad (11)$$

где

$$Q' = \frac{\dot{Q}_g (1 - T_o')}{\dot{m}_g h_{g, i}}; \quad (12)$$

$$D' = \frac{\dot{m}_g h_{g, i}}{g_{g-1, r, c} \sigma T_{g, f}^4 (1 - T_o')}; \quad (13)$$

$$L_r' = \frac{U_r A_r}{g_{g-1, r, c} \sigma T_{g, f}^3}. \quad (14)$$

Здесь штрих для температур означает безразмерное значение, отнесенное к $T_{g, f}$. Величина Q' известна как приведенная эффективность топки, D' — приведенная плотность источника теплоты и L_r' — приведенные потери при излучении.

Необходимо оценить перепад температур, обусловленный неполным перемешиванием. При обработке данных, полученных в судовых паровых котлах [10], было обнаружено, что значения ΔT_g лежат в пределах 110—170 °С. В нагревателях, имеющих приблизительно квадратное сечение и отражатели, поверхности которых не соприкасаются непосредственно с пламенем, перепад температур пренебрежимо мал. В противоположность таким нагревателям высокотемпературные нагреватели с высокой и узкой топочной камерой и радиальным расположением горелок могут иметь ΔT_g в пределах 100—150 °С. В других типах нагревателей, таких, как узкие цилиндрические с горелками в днище, значение ΔT_g несколько меньше [11]. Установлено,

что для широкого диапазона типов топочных камер и условий эксплуатации безразмерные значения перепада температур $\Delta T'_g$ приблизительно пропорциональны Q' [9]. Можно предположить, что

$$\Delta T'_g = \left(1 - \frac{1}{d}\right) Q'. \quad (15)$$

Рекомендуемое значение d равно 1,2. При полном перемешивании $d=1$ и $\Delta T'_g=0$.

Подставляя $\Delta T'_g$, определенное по [15], в (11) и исключая T'_g из (10) и (11), получаем:

$$\frac{Q'}{d} D' d = \left(1 - \frac{Q'}{d}\right)^4 - T_1'^4 + L_r' \left(1 - \frac{Q'}{d} - T_e'\right). \quad (16)$$

После решения этого уравнения относительно Q' можно вычислить тепловую эффективность передачи полезной теплоты теплоприемнику по соотношению

$$\eta = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}_g h_{g,i}} = \frac{\dot{Q}_g - U_r A_r (T_g - T_e)}{\dot{m}_g h_{g,i}} = \frac{Q' - (L_r'/D') [1 - (Q'/d) - T_e']}{1 - T_0'} \quad (17)$$

и температуру дымовых газов

$$T_g = (1 - Q'/d) T_g, f. \quad (18)$$

Если потери через стенку пренебрежимо малы, то (16) позволяет определить функциональную зависимость тепловой характеристики топки от двух безразмерных групп параметров $D'd$ и T_1' . Приведенная плотность D' учитывает любые изменения рабочих параметров, таких, как тип топлива, избыток или уменьшение температуры воздуха из-за подогрева (что влияет на температуру пламени или коэффициент излучения газа), поверхность поглотителя теплоты по отношению к поверхности стенок и коэффициент излучения стенки. Связь между Q'/d , $D'd$ и T_1' проиллюстрирована на рис. 1. Практический интерес представляет интервал $0,1 < D' < 2$. Из рис. 1 следует, что при низких значениях приведенной плотности эффективность увеличивается при уменьшении приведенной плотности, приближаясь к предельным значениям, равным $1 - T_1'$ (это не выполняется при учете потерь через стенку), а при высокой приведенной плотности эффективность обратно пропорциональна D' . Изменение температуры теплоприемника оказывает незначительное воздействие, если $T_1' < 0,3$.

Влияние потерь через стенку-отражатель топки показано на рис. 2, где представлена зависимость приведенной эффективности $(1 - T_0')\eta/d$ от параметров $D'd$ и T_1' при $L_r' = 0,02$ и $T_e' = 0,125$. Уменьшение эффективности топки в результате учета потерь хорошо видно при сравнении кривых на рис. 2 с соответствующими кривыми на рис. 1. При очень высоких значениях скоростей сжигания эффектив-

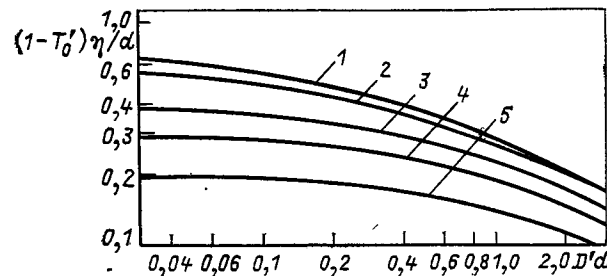


Рис. 1. Характеристики для модели перемешанного потока при отсутствии потерь через стенки топки:
1 — $T_1' = 0,0$; 2 — $T_1' = 0,2$; 3 — $T_1' = 0,4$; 4 — $T_1' = 0,6$; 5 — $T_1' = 0,7$; 6 — $T_1' = 0,8$

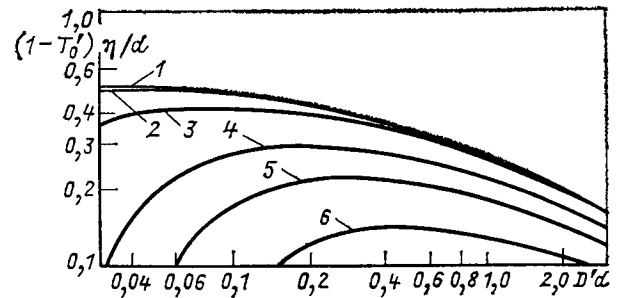


Рис. 2. Характеристики для модели смешанного потока при учете потерь через стенки топки:

1 — $T_1' = 0,0$; 2 — $T_1' = 0,2$; 3 — $T_1' = 0,4$; 4 — $T_1' = 0,6$; 5 — $T_1' = 0,7$; 6 — $T_1' = 0,8$

ность снижается и потери через стенку становятся малыми по сравнению с теплотой, переданной поглотителю. С уменьшением скорости сжигания эффективность увеличивается, проходит через максимальные значения и затем стремится к нулю, когда теплота, переданная от газов, равна тепловым потерям через стенку.

Сопротивление излучению. Общее сопротивление излучению учитывает сложную конфигурацию топочной камеры, а также многократные отражения излучения от всех поверхностей, поглощение теплоты и вторичное излучение отражателями. Это сопротивление легко может быть определено по схеме излучения для приближенной модели. Схема излучения может быть составлена в соответствии с § 2.9.6, т. 1. Для данной модели эта схема изображена на

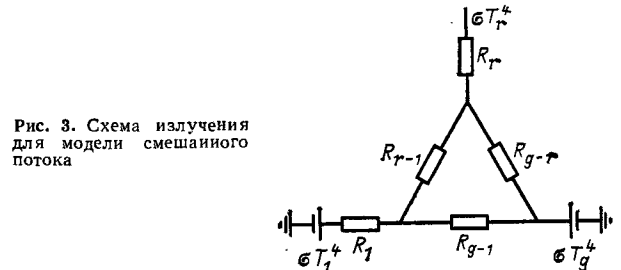


рис. 3. На схеме газ как источник потенциала εT_g^4 связан с теплоприемником и отражателем через сопротивления R_{g-1} и R_{g-r} и отражатель связан с поглотителем сопротивлением R_{r-1} . Сопротивление излучению для теплоприемника, обусловленное поверхностным отражением, обозначено как R_1 . Потенциал, имитирующий источник излучения от отражателя, представлен плавающим узлом, поскольку предполагается, что отражатель адиабатичен по отношению к излучению.

Используя схему излучения, получаем общее выражение для сопротивления излучению:

$$R_{g-i,r} = \frac{1}{R_1 + 1/[1/(R_{g-1}) + 1/(R_{g-r} + R_{r-1})]}; \quad (19)$$

где

$$\frac{1}{R_{g-1}} = A_i e_{g,g-i}; \quad (20)$$

$$\frac{1}{R_{g-r}} = A_r e_{g,g-r}; \quad (21)$$

$$\frac{1}{R_{r-1}} = A_r F_{r-i} (1 - e_{g,r-i}); \quad (22)$$

$$\frac{1}{R_1} = \frac{A_i e_i}{1 - e_i}; \quad (23)$$

здесь $\varepsilon_g, g-i, \varepsilon_g, g-r$ и $\varepsilon_g, r-i$ — коэффициенты излучения, вычисленные по средним длинам луча для излучения от газов к поглотителю, от газов к отражателю, от отражателя к поглотителю соответственно; ε_1 — коэффициент излучения поверхности поглотителя; F_{r-1} — интегральный угловой коэффициент излучения от отражателя к поглотителю. F_{r-1} зависит от взаимного положения отражателя и поглотителя внутри топочной камеры. Точный расчет F_{r-1} обычно невозможен. Однако может быть выделено несколько случаев, для которых можно записать относительно простые выражения для общего сопротивления излучению.

Рассмотрим плоскую поверхность теплоприемника. Если пренебречь малым отличием в коэффициентах излучения газа, связанным с различными сопротивлениями, то общее сопротивление становится равным:

$$g_{g-i, r} = 1 / \left\{ (1 - \varepsilon_1) / A_1 \varepsilon_1 + 1 / \varepsilon_g \{ A_1 + A_r / [1 + \varepsilon_g / (1 - \varepsilon_g) F_{r-1}] \} \right\}, \quad (24)$$

где ε_g — средний коэффициент излучения газа, вычисленный по средней для всех топочной камеры длине луча (примерно $3,5V/A_T$, где V — объем камеры и A_T — внутренняя поверхность). Интегральный коэффициент излучения F_{r-1} может быть теперь вычислен для трех предельных случаев.

1. Поверхности поглотителя и отражателя непосредственно перемешаны внутри камеры (пятнистая стенка). Тогда $F_{r-1} = A_1 / (A_1 + A_r)$ и (24) упрощается:

$$g_{g-i, r} = \frac{A_T}{(1/C_1 \varepsilon_1) + (1/\varepsilon_g) - 1}, \quad (25)$$

где $A_T = (A_1 + A_r)$ — общая поверхность топочной камеры и C_1 — доля общей поверхности, перекрываемая поверхностью поглотителя теплоты. Значения C_1 находятся в пределах $0 < C_1 < 1$.

2. Поверхности поглотителя теплоты и отражателя разделены, и поглотитель расположен в одной плоскости. В этом случае $F_{r-1} = A_1/A_r$, $C_1 < 1/2$ и общее сопротивление излучению равно:

$$g_{g-i, r} = \frac{A_T}{(1/C_1 \varepsilon_1) + [(1 - \varepsilon_g)/(1 - C_1 \varepsilon_g)] \{ (1/\varepsilon_g) - 1 \}}. \quad (26)$$

3. Поверхность отражателя расположена в одной плоскости. Тогда $F_{r-1} = 1$ и $C_1 \geq 1/2$,

$$g_{g-i, r} = \frac{A_T}{\{ [1 - (1 - C_1 - 1) \varepsilon_g] / [1 - (1 - C_1) \varepsilon_g] \} \{ (1/\varepsilon_g) - 1 \}}. \quad (27)$$

Для большинства топок общее сопротивление излучению может быть рассчитано с приемлемой точностью по (25). При обычных значениях ε_1 и ε_g ($\varepsilon_1 = 0,85$, $\varepsilon_g = 0,3$) максимальное различие между значениями общего сопротивления излучению, определенными в предположении пятнистой стенки и отдельной стенки, составляет 10% при $C_1 \approx 0,4$.

Для трубчатых поглотителей теплоты, расположенных рядом с отражателями, общее сопротивление излучению может быть вычислено по выражению для плоского поглотителя с использованием величин площади поверхности отражателя, закрываемой трубами A_1 , и эффективного коэффициента излучения ε_1 , вычисленного по (4), § 3.11.2.

Для горизонтальных труб, расположенных в вертикальной плоскости в центре между отражателями, эффективная поверхность поглотителя и коэффициент излучения определяются, как описано в § 3.11.2, и общий коэффициент сопротивления излучению вычисляется по (19) подстановкой значений сопротивлений, определенных по коэффициентам излучения газа при соответствующих длинах луча [9]. В этом случае

$$g_{g-i, r} = \frac{A_T}{(1/C_1 \varepsilon_1) + [1/(1 - C_1)] \{ (1 - \varepsilon_g) - 1 \}}, \quad (28)$$

где коэффициент излучения газа вычисляется по средней длине луча, основанной на полной ширине топки.

Приблизительный учет влияния излучения не серого газа может быть осуществлен в рамках этой модели посредством модели «прозрачный и серый газ» реальных дымовых газов. Для такой простой модели общее сопротивление излучению для условий пятнистой стенки равно [9]:

$$g_{g-i, r} = A_T / \left\{ (1/C_1 \varepsilon_1) + (1/\varepsilon_g) - (1/a_g) + [(1/a_g) - 1] / [C_1 \varepsilon_1 + (1 - C_1) \varepsilon_r] \right\}, \quad (29)$$

где a_g — массовый множитель для серого газа в смеси «прозрачный и серый газ»; ε_r — коэффициент излучения отражателя. Значение a_g вычисляется через ε_g , определенный по средней длине луча L_m , и по выражению

$$a_g = \frac{(\varepsilon_g(L_m))^2}{2\varepsilon_g(L_m) - \varepsilon_g(2L_m)}. \quad (30)$$

Наличие коэффициента излучения отражателя в (29) учитывает перераспределение спектра энергии излучения в процессе поглощения и вторичного излучения из отражателя. Очень часто почти ничего неизвестно о коэффициенте излучения отражателя. Если предполагается, что стенки отражателя полностью отражают излучение ($\varepsilon_r = 0$), то (29) упрощается:

$$g_{g-i, r} = \frac{a_g A_T}{(1/C_1 \varepsilon_1) + (a_g/\varepsilon_g) - 1}. \quad (31)$$

В общем, $g_{g-i, r}$ для модели «прозрачный и серый газ» при $\varepsilon_r = 0$ равно значению $g_{g-i, r}$ для серого газа с коэффициентом излучения ε_g/a_g , умноженным на a_g . Уравнение (31) представляет собой специальный случай этого общего соотношения. Значение $g_{g-i, r}$ для модели «прозрачный и серый газ» с отличным от нуля ε_r ($\approx 0,5$) может быть приближенно определено как среднее значение между вычисленным для модели серого газа и для модели «прозрачный и серый газ» при $\varepsilon_r = 0$. Этот метод учета отклонения ε_r от нулевых значений может быть использован для случаев, отличных от пятнистой стенки топки, которые слишком сложны для строгой формулировки. Строго говоря, расчет излучения между газом, который нельзя считать серым, и поглотителем теплоты включает два значения сопротивления излучению — ($g_{g-i, r}$), которое умножается на σT_g^4 и рассчитывается по ε_g , и ($g_{1-r, r}$), которое умножается на σT_1^4 и рассчитывается по коэффициенту поглощения газа α_g . Первое сопротивление рассчитывается при излучении от газа, второе — при излучении от поглотителя теплоты. Однако различие между этими двумя значениями можно не принимать во внимание, если $T_1 < 0,5 T_g$.

3.11.4. Модель стержневого течения

Модель перемешанного потока, представленная в предыдущем параграфе, описывает осредненные характеристики теплопередачи и не позволяет получить никакой информации о распределении теплового потока в топке и учесть некоторые важные параметры, например такой, как профиль тепловыделений в пламени. Эти ограничения модели могут играть существенную роль, если длина топки достаточно велика по сравнению с ее гидравлическим радиусом в дымогарных паровых котлах, туннельных печах или в металлургических подогревателях топок. Для таких случаев более подходит модель стержневого течения или модель вытянутой топки.

А. Основные допущения. Предполагается, что газ в произвольном сечении топочной камеры имеет приблизительно равномерное распределение температуры и скорости. Теплота при горении выделяется таким образом, что температура в сечении остается приблизительно одинаковой. Далее предполагается, что радиация вдоль потока пренеб-

режимо мала, все поверхности серые и поверхности отражателей находятся в радиационном равновесии. Потери теплоты излучением через отверстия в топочной камере также пренебрежимо малы.

В. Математическая модель передачи теплоты от дымовых газов. При этих допущениях тепловой поток к теплоприемнику в сечении с координатой x может быть выражен через локальные температуры газа и поверхности следующим образом:

$$\dot{q}_1 = \frac{g_{g-1, r}}{A_1} \sigma (T_g^4 - T_1^4) + \alpha_1 \frac{A_{1c}}{A_1} (T_g - T_1), \quad (1)$$

где $g_{g-1, r}$ определяется по (19), § 3.11.3, для двухмерного сечения, что означает бесконечный размер в направлении потока.

Тепловой поток через стенки отражателя

$$\dot{q}_r = U_r (T_g - T_e). \quad (2)$$

Тепловой баланс для дымовых газов между сечениями x и $x + \Delta x$ имеет вид

$$\dot{q} dx - \dot{q}_1 p_1 dx - \dot{q}_r p_r dx = \dot{m}_g c_{p, g} dT_g, \quad (3)$$

где $\dot{q}$ — линейный поток, обусловленный выделением теплоты при горении; p_1 — периметр поверхности поглотителя теплоты; p_r — периметр поверхности отражателя.

Тепловая характеристика. Уравнение баланса теплоты может быть записано в виде дифференциального уравнения:

$$\frac{dT_g}{dx} + \frac{\dot{q}_1 p_1 + \dot{q}_r p_r - \dot{q}'}{\dot{m}_g c_{p, g}} = 0, \quad (4)$$

Для определения температуры газа в направлении потока это уравнение может быть численно проинтегрировано. Отметим, что $\dot{q}_1$, $\dot{q}_r$ и $c_{p, g}$ зависит от локальных значений T_g . Температура поверхности может быть задана или вычислена из вспомогательных условий, таких, как уравнение теплопроводности, связывающее T_1 с наружной температурой. Если отсутствует теплота, выделяемая при горении, или вся теплота горения выделяется в точке отсчета $x=0$, то $\dot{q}'=0$ и (3) может быть проинтегрировано для определения длины топочной камеры, необходимой для охлаждения топочных газов от температуры $T_{g(0)}$ до $T_g(x)$:

$$X = \int_{T_{g(0)}}^{T_g(x)} \frac{-\dot{m}_g c_{p, g}}{\dot{q}_1 p_1 + \dot{q}_r p_r} dT_g. \quad (5)$$

Этот интеграл может быть вычислен численно или графически. После расчетов температуры газов по (4) или (5) могут быть вычислены распределение теплового потока по (1) и тепловые потери по (2).

Если в нагревателе установлена одна горелка в центре дна, может оказаться, что комбинация моделей перемешанного потока и стержневого течения позволит получить более надежные результаты. Вблизи горелки турбулентное перемешивание и внутренняя циркуляция между пламенем и стенками камеры обеспечивают область с хорошим перемешиванием газов. В этой области может быть использована модель перемешанного потока. Длина области хорошего перемешивания может быть оценена по информации о длине пламени и структуре потока внутри камеры. Далее по потоку может быть использована модель стержневого течения.

3.11.5. Зонная модель топки

Допущение об однородности температуры газа в модели перемешанного потока и одномерности температуры в модели стержневого течения существенно ограничивают их

полезность при использовании для расчета потока с значительными градиентами температур. Учет температурных градиентов и других свойств может быть осуществлен с помощью зонной модели. Эта модель может быть также использована для исследования влияния на распределение теплового потока таких сложных факторов, как вторичная циркуляция.

А. Основные предположения. Объем топочной камеры разделяется на малые зоны. Предполагается, что температура, состав и другие физические свойства в них могут иметь постоянные значения. Аналогично поверхности внутри камеры разбиваются на зоны. Считается, что температура и коэффициент излучения падающих и отраженных потоков в них распределены равномерно. Предполагается, что поверхности серые, отражение и излучение энергии рассеяно. Конфигурация зон выбирается в соответствии с контуром топки и из соображений простоты расчета коэффициентов сопротивлений излучению между зонами. Модель перемешанного потока представляет собой специальный случай зонной модели, которая состоит из трех зон: одной зоны, занятой газом, и двух поверхностных зон.

В. Математическая модель.

Излучение между зонами. Для серого газа тепловой поток излучением между зонами i и j

$$\dot{Q}_{i-j} = g_{i-j} \sigma (T_i^4 - T_j^4), \quad (1)$$

где g_{i-j} — общее сопротивление излучению для пары зон $i-j$. Обозначения, принятые здесь, такие же, как и в § 2.9.6, т. 1, и нет отличия в индексации поверхностных и объемных зон. Считается, что поверхность зон разбита на N поверхностных зон и M объемных зон и что индексы $i=1, 2, \dots, N$ обозначают поверхностные зоны, а индексы $j=N+1, \dots, N+M$ относятся к объемным зонам.

Учет влияния излучения газа, который не может считаться серым, может быть осуществлен с помощью представления о смешанном сером газе (см. § 3.11.2). Если (2) и (3), § 1.11.2, используются для определения ϵ_g и α_g , то передача теплоты излучением между двумя зонами, содержащими реальные дымовые газы, рассчитывается как взвешенная сумма независимых вкладов от серых газов с различными коэффициентами поглощения. Например, тепловой поток излучения между двумя зонами i и j равен:

$$\dot{Q}_{i-j} = \left[\sum_n a_{g, n} (T_i) (g_{i-j})_n \right] \sigma T_i^4 - \left[\sum_n a_{s, n} (T_j) (g_{i-j})_n \right] \sigma T_j^4, \quad (2)$$

где $(g_{i-j})_n$ — общее сопротивление передачи теплоты излучением для серых компонентов газа с коэффициентом поглощения $k_{a, n}$. Члены в квадратных скобках зависят от направления теплового потока излучением, поскольку они определяются по температуре излучающей зоны. Такие параметры обозначаются $g_{i \rightarrow j}$, где стрелка указывает на направление потока излучения.

Обобщенное выражение для теплового потока при излучении между двумя зонами записывается в виде

$$\dot{Q}_{i-j} = g_{i \rightarrow j} \sigma T_i^4 - g_{j \rightarrow i} \sigma T_j^4. \quad (3)$$

при этом для поверхностных зон излучения

$$g_{i \rightarrow j} = \sum_n a_{s, n} (T_i) (g_{i-j})_n, \quad i=1, \dots, N, \quad (4)$$

для газовых зон излучения

$$g_{i \rightarrow j} = \sum_n a_{g, n} (T_i) (g_{i-j})_n, \quad i=N+1, \dots, N+M. \quad (5)$$

Тепловой баланс записывается для всех зон через известные температуры в зонах. Уравнение теплового ба-

ланса для i -й зоны на поверхности имеет вид

$$\sum_{j=1}^{N+M} g_{j \rightarrow i} \sigma T_j^4 - \sum_{j=1}^{N+M} g_{i \rightarrow j} i \sigma T_i^4 + \alpha_i A_i (T_k - T_i) = \dot{Q}_i, \quad (6)$$

где α_i — конвективный коэффициент теплоотдачи при передаче теплоты к поверхности i ; T_k — температура зоны, примыкающей к поверхности; $\dot{Q}_i$ — тепловой поток к поверхности, который должен быть определен из подходящих граничных условий, таких, как уравнение теплопроводности для стенки камеры. Для адиабатической зоны $\dot{Q}_i = 0$. Аналогично уравнение теплового баланса для газовой зоны i записывается в виде

$$\sum_{j=1}^{N+M} g_{i \rightarrow j} i \sigma T_j^4 - \sum_{j=1}^{N+M} g_{j \rightarrow i} j \sigma T_i^4 - \alpha_k A_k (T_i - T_k) + \dot{Q}_{h,i}, \quad (7)$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи для конвекции к соседней зоне с температурой T_k ; $\dot{Q}_{h,i}$ — суммарный поток в зоне i , проходящий через ее границы.

Тепловая характеристика. Уравнения (6) и (7) представляют собой систему нелинейных алгебраических уравнений относительно неизвестных температур поверхности и газа. После решения этих уравнений по найденному распределению температур могут быть рассчитаны тепловые потоки по уравнениям теплового баланса, аналогичным (6).

Сопrotивление передаче теплоты излучением определяется по излучению от каждой поверхностной зоны. Излучаемый тепловой поток с поверхностной зоны i

$$\dot{q}_i^+ = (1 - \varepsilon_i) \bar{q}_i + \varepsilon_i B_i, \quad (8)$$

где $\bar{q}_i$ — поток излучения, падающий на поверхностную зону; B_i — излучение черного тела интенсивностью σT_i^4 .

Падающий поток излучения на поверхностную зону i равен сумме произведений излучаемых потоков на локальные угловые коэффициенты всех зон в топке:

$$A_i \bar{q}_i = \sum_{j=1}^N g_{i-j} j \dot{q}_j^+ + \sum_{j=N+1}^{N+M} g_{i-j} B_j, \quad (9)$$

где g_{i-j} — локальные угловые коэффициенты пары зон $i-j$ с учетом поглощающей среды. Как следует из § 2.9.6, т. 1, эти коэффициенты для двух излучающих поверхностей равны:

$$g_{i-j} = \int_{A_i} \int_{A_j} T_{i-j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi r_{i-j}^2} dA_i dA_j. \quad (10)$$

Здесь θ_i и θ_j — углы между нормальными к элементам поверхностей dA_i и dA_j и линией, соединяющей dA_i и dA_j ; r_{i-j} — расстояние между dA_i и dA_j ; τ_{i-j} — прозрачность газа между dA_i и dA_j :

$$\tau_{i-j} = \exp \left(- \int K_a dr \right), \quad (11)$$

где K_a — коэффициент поглощения в газе, а контурный интеграл берется вдоль линии, соединяющей dA_i и dA_j . Если коэффициент поглощения не зависит от координат, то τ_{i-j} упрощается и равно $\exp(-K_a r_{i-j})$. Нетрудно видеть, что g_{i-j} определяется в основном произведением $A_i F_{i-j}$, где F_{i-j} — интегральный угловой коэффициент от поверхности i к поверхности j , но с поправкой для учета поглощающих свойств газа между зонами. Аналогично локальные угловые коэффициенты для излучения с поверхности

к газу и от газа к газу определяются равенствами

$$g_{i-j} = \int_{A_i} \int_{V_j} \tau_{i-j} \frac{K_{aj} \cos \theta_i}{\pi r_{i-j}^2} dV_j dA_i, \quad \begin{cases} i = 1, \dots, N; \\ j = N+1, \dots, N+M; \end{cases} \quad (12)$$

$$g_{i-j} = \int_{V_i} \int_{V_j} \tau_{i-j} \frac{K_{a,i} K_{a,j}}{\pi r_{i-j}^2} dV_i dV_j, \quad i, j = N+1, \dots, N+M, \quad (13)$$

где $K_{a,i}$ — коэффициент поглощения газа в объеме зоны i . Из приведенных выше определений следует, что локальные угловые коэффициенты удовлетворяют соотношению $g_{i-j} = g_{j-i}$, и условие сохранения энергии приводит к соотношению

$$\sum_{j=1}^{N+M} g_{i-j} = \begin{cases} A_i, & i = 1, \dots, N; \\ 4K_{a,i} V_i, & j = N+1, \dots, N+M. \end{cases} \quad (14)$$

Локальные угловые коэффициенты излучения приведены в табличном или графическом виде для многих систем [7]. Подставляя $\dot{q}_i^+$ из (8) в (9), после перегруппировки слагаемых получаем

$$\sum_{j=1}^N [A_i \delta_{ij} - (1 - \varepsilon_j) g_{i-j}] \bar{q}_j = \sum_{j=1}^N g_{i-j} \varepsilon_j B_j + \sum_{j=N+1}^{N+M} g_{i-j} B_j, \quad (15)$$

где δ_{ij} — символ Кронекера. Если (15) записывается для каждой поверхностной зоны в топке, то в результате получается система линейных алгебраических уравнений для падающих тепловых потоков $\bar{q}_i$ ($i = 1, \dots, N$). Линейность системы уравнений для лучистых потоков теплоты позволяет применить принцип суперпозиции для определения параметров, которые описывают систему при произвольном распределении температур, т. е. коэффициентов сопротивления переносу теплоты излучением g_{i-j} . Из анализа (1) можно увидеть, что теплота, излучаемая на поверхностную зону i при B_j , равна единице, а при всех других B_i , равных нулю, равна g_{i-j} . Для таких же условий (8) может быть использовано для выражения излучаемой теплоты через лучистый поток, падающий на поверхностную зону i . Приравливание этих двух выражений дает

$$g_{i-j} = A_i \varepsilon_i \bar{j} \bar{q}_i, \quad (16)$$

где $\bar{j} \bar{q}_i$ — лучистый поток, падающий на поверхностную зону i при излучении с зоны j . Отметим, что зона j может быть поверхностной или объемной. Поток $\bar{j} \bar{q}_i$ находится из решения (15) с соответствующей правой частью, т. е. $g_{i-j} \varepsilon_j$ для $1 \leq j \leq N$, или g_{i-j} для $N+1 \leq j \leq N+M$. Уравнение (16) позволяет вычислить коэффициенты сопротивления излучению от поверхности к поверхности и от газа к поверхности. Коэффициент сопротивления излучению от поверхности к поверхности может быть определен с использованием соотношения взаимности. Сопротивление излучению от газа к газу может быть найдено из рассмотрения излучения, падающего на объемную зону при начальном излучении с объемной зоны:

$$g_{i-j} = g_{i-j} + \sum_{k=1}^N (1 - \varepsilon_k) j \bar{k} g_{k-i}, \quad i, j = N+1, \dots, N+M. \quad (17)$$

Можно показать, что из условий сохранения энергии следует, что коэффициенты сопротивления излучения

должны удовлетворять соотношениям

$$\sum_{j=1}^{N+M} g_{i-j} = \begin{cases} \varepsilon_i A_i, & i=1, \dots, N; \\ 4K_{a,i} V, & i=N+1, \dots, N+M. \end{cases} \quad (18)$$

Соотношение (18) получено для проверки вычисленных значений коэффициентов сопротивления излучению. Отметим, что коэффициенты g_{i-j} не нужны для расчета теплопередачи излучением.

Структура потока и пламени. Поток $Q_{h,i}$, которые входят в уравнение теплового баланса, вычисляются по расходу через границы зоны и по удельной энтальпии газов при температуре в зоне. Расход газа и модель горения должны быть определены заранее. Этого можно добиться одним из трех способов: из физических представлений, с помощью простых математических моделей для описания турбулентного пламени [12, 13] или с применением подробных математических моделей на основе уравнений сохранения энергии, массы, импульса и баланса частиц. Дальнейшее развитие зонного метода как полезного инструмента для расчета потока во многом будет зависеть от прогресса в определении структуры потока и пламени в топках по их производительности и расчетным параметрам.

С. Пример расчета по различным моделям. Расчеты по различным моделям выполнены для цилиндрического технологического нагревателя мощностью 3,3 МВт. Проектная температура газа на выходе из конвективного участка равна 600 К. Поглощающие теплоту трубы с наружным диаметром 0,14 м расположены в один ряд с расстоянием между центрами 0,25 м. Коэффициент излучения труб равен 0,85, и установлено, что температура поверхности труб равна 650 К. Топливная смесь (88 % углерода и 12 % водорода по массе) сгорает при 25%-ном избытке воздуха (что соответствует 18,6 кг воздуха на 1 кг топлива), который предварительно подогревается до 480 К.

При использовании зонного метода камера сгорания разбивается на зоны с радиальным и продольным размером 0,373 м. При этом получаются 3 зоны в радиальном направлении и 16 зон в осевом. Такое разбиение приводит к 48 зонам в газовой области, 16 цилиндрическим зонам для поглотителя теплоты и 6 адиабатическим зонам для отражателей. Конвективный коэффициент теплоотдачи к трубам принимался равным $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Газ внутри топочной камеры считается серым, и коэффициент поглощения принимался равным $K_a = 0,2 \text{ м}^{-1}$. Рассматриваются две модели потока: стержневое течение, характерное для случа-

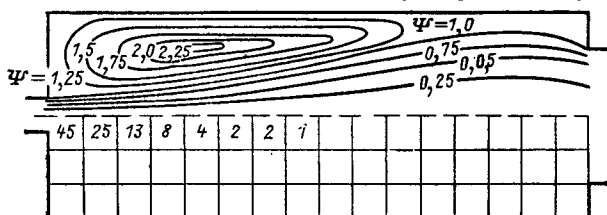


Рис. 1. Линии постоянных значений функций тока и процент сгоревшего топлива в каждой зоне при струйном потоке

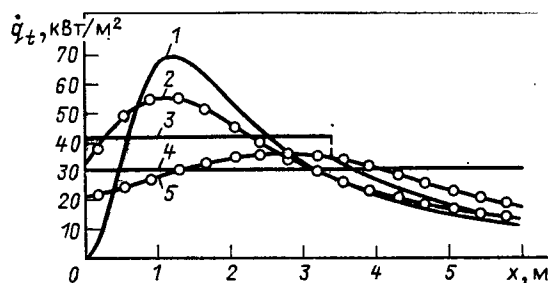


Рис. 2. Распределение теплового потока по длине, рассчитанное по различным моделям:

1 — модель стержневого течения без учета излучения в аксальном направлении ($Q_1 = 2,41 \text{ МВт}$); 2 — модель стержневого течения с учетом аксального излучения ($Q_2 = 2,39 \text{ МВт}$); 3 — модель перемешанного и стержневого потоков ($Q_3 = 2,37 \text{ МВт}$); 4 — модель перемешанного потока ($Q_4 = 2,24 \text{ МВт}$); 5 — струйное течение ($Q_5 = 2,08 \text{ МВт}$)

ев с большим числом горелок, и струйный поток с внутренней циркуляцией, которая возникает при использовании одной высокоскоростной горелки внизу топки. На рис. 1 изображены линии тока при струйном течении. Расход через границы зон может быть вычислен по значениям функций тока, приведенным на рис. 1. Предполагается, что продольное распределение теплового потока, обусловленное реакцией горения, подчиняется экспоненциальному закону. Для оперативного топка теплота, выделяемая при горении, распределяется в радиальном направлении в такой же пропорции, как и расход. При наличии внутренней циркуляции все горение происходит в центральном ряду зон и в продольном направлении распределяется в соответствии с рис. 1.

Результаты расчета распределений тепловых потоков приведены на рис. 2. Общее количество поглощенной теплоты приведено для каждой кривой, рассчитанной соответствующим методом. Видно, что топки, рассчитанные при условии, что течение стержневое, имеют более высокую эффективность, чем топки, рассчитанные при условии, что поток перемешан и течение газа струйное. Топки со струйным течением имеют самую низкую эффективность вследствие того, что высокотемпературная зона пламени имеет малый объем и, следовательно, представляет собой не очень эффективный излучатель, и эта зона окружена продуктами сгорания со значительно более низкой температурой. Следует отметить, что в расчетах предполагалось, что газ имеет постоянный средний коэффициент поглощения, выбранный таким образом, чтобы учесть излучение газов и сажи. Обычно на практике в пламени содержится в основном сажа, и коэффициент поглощения выше, чем средний, а значение коэффициента поглощения газов, окружающих пламя, ниже среднего. Это существенно снижает эффективность печей со струйным течением газа. Конечно, локальное излучение от сажи в пламени может быть учтено в зональном методе при условии, что распределение концентрации сажи и ее радиационные свойства известны [14, 15].

Раздел 3.12

ГРАДИРНИ

Сингхам

3.12.1. Введение

Градири в основном применяются в энергетике. На электростанциях мощностью 2 ГВт, на которых используются градири, расход охлаждающей воды в конденсаторе

превышает $60 \text{ м}^3/\text{с}$ и требуется подпитка воды в объеме 3—4 л на 1 кВт·ч выработанной электроэнергии для компенсации потери воды в градири от испарения и для поддержания приемлемой чистоты циркулирующей воды. Градири используются также во многих других отраслях промыш-

ленности, таких, как нефтяная, металлургическая, химическая, холодильная и т. п.

Конструкции градирен очень разнообразны. Некоторые конструкции вполне можно отнести также к теплообменникам. В то же время существуют башенные сооружения из железобетона. В большинстве градирен воздух находится в прямом контакте с водой при ее стекании или разбрызгивании через решетчатые щиты или пластины, которые называют насадкой. Некоторое, хотя и очень малое, число конструкций представляют собой сухие градирни без контакта воды и воздуха. Циркуляция воздуха в сухих градирнях также может осуществляться с помощью естественной тяги, но вместо насадок устанавливаются теплообменники.

В градирнях с вынужденной тягой циркуляция воздуха обеспечивается вентилятором с электрическим приводом. Размеры таких градирен изменяются в более широких пределах, чем размеры градирен с естественной тягой. В большинстве случаев в градирнях с искусственной тягой применяется прямой контакт воды и воздуха, но тем не менее сухие градирни с механической тягой нашли широкое применение. Это именно те типы конструкций градирен, которые наиболее близки к теплообменникам.

Другой основой для классификации служит направление потока воды относительно воздуха, как и в теплообменниках. Вода всегда стекает через насадку вниз, по направлению потока воздуха может течь вверх (противоток) или в горизонтальной плоскости (перекрестный ток). Из очевидных соображений следует, что поток воздуха никогда не бывает направлен вниз, так что потребность в расчетах параллельных потоков не возникает. Однако смешанное направление потоков является достаточно распространенным, поскольку поток воздуха при течении через насадки изменяет свое направление от горизонтального до вертикального.

Желание использовать преимущество естественной и искусственной тяги привело к конструкции градирни с вспомогательной тягой, у которой имеется как вытяжная башня, так и ряд вентиляторов вокруг ее основания. В результате созданы высокоэффективные градирни, которые могут выполнять функции нескольких градирен с естественной тягой такой же высоты. Аналогично преимущества сухой градирни с прямым контактом воды и воздуха реализованы в градирнях с прямым и непрямым контактом. В таких градирнях, как правило, используется искусственная тяга.

3.12.2. Тепловой расчет градирни

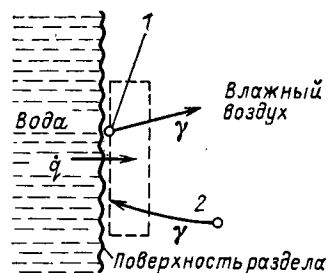
А. Общие положения.

Уравнение Маркела. Функция градирни заключается в охлаждении воды до заданной температуры при определенном расходе, известной температуре на входе и соответствующих атмосферных условиях. Перечень параметров, которые должны быть известны до расчета, включают расход воды $\dot{M}_w$, температуру воды на входе $T_{w,i}$, температуру воды на выходе $T_{w,o}$, температуру влажного термометра наружного воздуха T_{WB} , температуру сухого термометра наружного воздуха T_{DB} , атмосферное давление p_a .

Обычно принимается $p_a = 0,1$ МПа. Далее в этом параграфе будем подразумевать такое давление, если не будет оговорено иное значение. Для теории теплового расчета, изложенной в этом параграфе, знание T_{DB} не требуется. Эта температура необходима для точного определения плотности воздуха на входе в сравнительно редких случаях, когда возникает необходимость в расчете влажности воздуха на выходе из насадок. Иногда температуры воды могут быть заданы в виде ширины зоны охлаждения $\Delta T_{w,i}$ и либо $T_{w,i}$, либо $T_{w,o}$, где $\Delta T_{w,i} = (T_{w,i} - T_{w,o})$. Разность температур сухого и влажного термометров ΔT_{WB} может быть задана вместо T_{WB} . Вместо $T_{w,o}$ в исходных данных может быть использована высота зоны охлаждения, т. е. разность $(T_{w,o} - T_{WB})$.

Рис. 1. Модель потоков Рейнольдса для описания локальной теплопередачи на поверхности раздела воды и воздуха:

1 — состояние на поверхности раздела; 2 — состояние наружного воздуха



Процессы тепло- и массопереноса. В градирнях с непосредственным контактом воды и воздуха в районе насадок между воздухом и водой существует поверхность раздела. На рис. 1 показана часть такой поверхности. Вблизи поверхности раздела вода может быть в виде пленки, стекающей с насадки, или в виде капли, если применяются разбрызгиватели. Известно, что тепловой поток от воды к воздуху по нормали к поверхности раздела зависит от разности энтальпий воздуха на поверхности раздела и среднемассовой энтальпии в потоке. Применительно к градирням вполне можно предположить следующее:

температура воздуха на границе раздела равна локальной среднемассовой температуре воды;
воздух на поверхности раздела является насыщенным;
локальный тепловой поток

$$\dot{q} = \gamma (h_s - h_g), \quad (1)$$

где h_s — энтальпия воздуха на поверхности раздела; h_g — энтальпия воздуха; γ — эмпирический коэффициент, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

В соответствии с первыми двумя предположениями h_s может быть вычислена как энтальпия насыщенного воздуха при локальной среднемассовой температуре воды [как установлено в § 1.2.2, т. 1, уравнение (1) справедливо, если энтальпии воды и воздуха отсчитываются от значений при 0°C , использование же других точек отсчета может привести к значительным ошибкам].

Уравнение (1) можно сопоставить с уравнением для теплового потока при передаче теплоты от сухой поверхности к воздуху:

$$\dot{q} = \alpha (T_s - T_g), \quad (2)$$

где T_s — температура на поверхности; T_g — среднемассовая температура; α — коэффициент теплоотдачи.

Следует обратить внимание на то, что теплоотдача с «сухой» поверхности пропорциональна разности температур, тогда как теплоотдача с «влажной» пропорциональна разности энтальпий.

Полная физическая интерпретация γ может быть дана с использованием модели потока Рейнольдса [1]. Согласно этой модели процесс передачи теплоты к воздуху от поверхности раздела можно объяснить передачей с помощью потока воздуха при температуре и влажности воздуха внешнего объема и массовой скоростью γ_R на единицу поверхности раздела, передачей с помощью такого же потока воздуха от поверхности к внешнему объему при температуре воздуха на поверхности раздела.

Применение первого закона термодинамики к контрольному объему на рис. 1 приводит к следующему выражению:

$$\dot{q} = \gamma_R (h_s - h_g). \quad (3)$$

Поток γ_R может быть назван потоком Рейнольдса (в соответствии с [1]). Уравнения (3) и (1) имеют одинаковый вид, заменено только γ на γ_R . Следовательно, эмпирический коэффициент γ можно рассматривать как поток Рейнольдса γ_R :

$$\gamma = \gamma_R. \quad (4)$$

Аналогичная модель может быть использована для представления процессов передачи теплоты с сухой поверхности, но в этом случае энтальпия заменяется произведением температуры воздуха на его теплоемкость при постоянном давлении:

$$\dot{q} \approx \gamma R c_p (T_s - T_g). \quad (5)$$

Знак приближенного равенства используется для того, чтобы подчеркнуть, что γR может не иметь одинаковых значений в случаях «сухой» и «влажной» поверхностей. Сравнение (5) с (2) и с учетом (4) приводит к выражению

$$\gamma \approx \alpha / c_p. \quad (6)$$

Таким образом, коэффициент в (1) $\gamma = \alpha / c_p$ с некоторой степенью точности (где α — коэффициент теплоотдачи для сухого потока). При отсутствии более надежных данных можно использовать α для оценок γ . Естественно, что в этом случае необходима определенная осторожность, поскольку модель Рейнольдса является всего лишь грубым приближением из-за того, что сухой поток, вероятно, редко бывает подобен потоку, который содержит капли воды.

Массоперенос водяного пара от воды к воздуху возникает одновременно с теплопереносом. Тем не менее теплопередача может быть рассчитана независимо по (1), и, как правило, нет необходимости рассматривать массоперенос так же подробно. Для большинства случаев вполне надежно предположить, что выходящий из насадок воздух насыщен, и можно рассчитывать его плотность и содержание воды, если в этом есть необходимость, по энтальпии, известной из расчетов теплопередачи. Если, однако, считается, что воздух на выходе ненасыщен, то его состояние на выходе не может быть определено без рассмотрения процессов массопереноса.

В. Теоретические основы расчета. Для вывода уравнения, которое связывает параметры, характеризующие заданные требования к охлаждению, с характеристиками теплопередачи в насадках, рассмотрим малый объем области, занятой насадками при условии противотока (рис. 2). Количество теплоты, передаваемой от воды к воздуху внутри элемента объема,

$$d\dot{Q} = \dot{q} A_i dV, \quad (7)$$

где A_i — площадь поверхности раздела воды и воздуха на единицу объема; dV — элемент объема; $\dot{q}$ — локальный тепловой поток на границе раздела, определяемый по (1).

Применяя первый закон термодинамики к потоку влажного воздуха, протекающего через элемент dV , можно записать

$$d\dot{Q} = (\dot{m}_g dA) dh_g, \quad (8)$$

где $\dot{m}_g$ — массовая скорость воздуха; dA — элемент площади поперечного сечения; dh_g — приращение энтальпии потока влажного воздуха в направлении потока [строго говоря, уравнение (8) является хорошим приближением, если справедливы предположения, принятые для (1)]. Приравняв правые части (7) и (8) и подставляя $\dot{q}$ из (1) с учетом того, что $dV = dA dz$, получаем после некоторых преобразо-

ваний

$$\frac{dh_g}{h_s - h_g} = \frac{\gamma}{\dot{m}_g} A_i dz, \quad (9)$$

где dz — элемент длины в направлении потока.

Перед интегрированием (9) воспользуемся уравнением баланса энтальпий

$$\dot{m}_g dh_g = \dot{m}_w dh_w \quad (10)$$

и исключим из левой части уравнения (9) dh_g . После замены массовой скорости воды $\dot{m}_w$ на $\dot{M}_w/A$ имеем

$$\frac{dh_w}{h_s - h_g} = \frac{\gamma A_i}{\dot{M}_w} A dz. \quad (11)$$

Интегрирование этого уравнения по всей области насадок от входа воздуха до выхода приводит к уравнению Маркела:

$$\int_{h_{w,o}}^{h_{w,i}} \frac{dh_w}{h_s - h_g} = \int_{z_1}^{z_2} \frac{\gamma A_i}{\dot{M}_w} A dz, \quad (12)$$

или

$$I_M = I_P,$$

где I_M и I_P — соответственно правая и левая части (12). I_M может быть определена (численное интегрирование) без знания характеристики насадки, тогда как I_P может быть найдена без информации о свойствах воды и воздуха на входе и выходе градирни.

Характеристика насадки. Значение интеграла I_P (12) должно быть определено для конкретного типа насадки, ее глубины и с учетом характеристик разбрызгивателя воды. I_P обычно получают по эмпирическим данным в виде графиков или зависимостей, которые здесь будут называться «характеристиками насадки». Предполагаемая форма функциональной зависимости характеристики насадки имеет вид

$$I_P = f(\dot{m}_w / \dot{m}_g, Re_g), \quad (13)$$

где $\dot{m}_w / \dot{m}_g$ — отношение массовых скоростей воды и воздуха; Re_g — число Рейнольдса воздушного потока (которое могло бы быть заменено на число Рейнольдса воды). Функции такого вида можно получить для конкретных типов насадок. Вначале $\dot{M}_w$ в интеграле I_P заменим на $(\dot{m}_w / \dot{m}_g) \dot{M}_g$ и затем $\dot{m}_g$ подставим вместо $\dot{M}_g/A$, получим

$$I_P = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} \int_{z_1}^{z_2} \frac{\gamma}{\dot{m}_g} A_i dz. \quad (14)$$

Отношение $\dot{m}_g / \dot{m}_w$ считается постоянным и выносится за знак интеграла. Поскольку $\gamma \approx \alpha / c_p$, интеграл (14) можно переписать в виде

$$I_P \approx \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} \int_{z_1}^{z_2} \left(\frac{\alpha}{c_p \dot{m}_g} \right) A_i dz. \quad (15)$$

Выражение в скобках представляет собой число Стентона и зависит от числа Рейнольдса. Таким образом, предполагаемый вид функциональной зависимости (13) подтвержден выражением (15). В (14) под интегралом находится член $\gamma / \dot{m}_g A_i$, где A_i определено как площадь поверхности раздела воды и воздуха. Поскольку A_i включает не только площадь смоченной поверхности в насадке (как правило, эта поверхность имеет сложную конфигурацию), а и площадь поверхностей капель воды в насадке, лучше рассматривать $(\gamma / \dot{m}_g) A_i$ как единый параметр. Проинтегрируем (14)

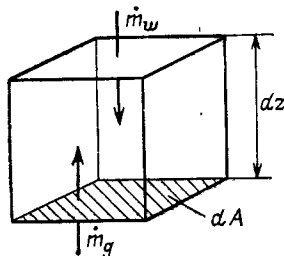


Рис. 2. Противоток через элементарный объем насадки

в предположении постоянства $(\gamma/\dot{m}_g)A_i$, что более оправдано, чем предположение о постоянстве числа Стентона в теплообменнике

$$I_p = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} \left[\left(\frac{\gamma}{\dot{m}_g} \right) A_i (z_2 - z_1) \right]. \quad (16)$$

Либо I_p , либо выражение в квадратных скобках (16) могут быть рассмотрены как параметры, которые необходимо определить экспериментально и представить в виде эмпирической зависимости от отношения массовых скоростей. На практике используются оба подхода, но имеется некоторое отличие в терминологии, которое необходимо пояснить.

Некоторые дополнительные замечания. Выражение для I_p по (16) может быть представлено для практических целей двумя различными взаимосвязанными способами. При первом способе характеристика насадки представляется как число единиц передачи теплоты, а при втором — как параметр $K_a V/L$. Оба параметра безразмерные и легко выражаются один через другой.

Согласно первому способу выражение в квадратных скобках в (16) определяется измерением характеристики насадки и обозначается как число единиц передачи теплоты NTU . Произведение $A_i(z_2 - z_1)$ равно площади поверхности раздела воды и воздуха на единицу площади поперечного сечения насадки в горизонтальной плоскости a_i . Следовательно, NTU может быть определено следующим образом:

$$NTU = \frac{\gamma}{\dot{m}_g} a_i. \quad (17)$$

Таким образом, NTU может рассматриваться как произведение числа Стентона на геометрические размеры насадки. Все три параметра безразмерны. Поскольку a_i пропорционально глубине насадки в направлении потока, можно ожидать, что NTU также пропорционально глубине насадки $z_2 - z_1$. Следовательно, нередко бывает удобно использовать величину

$$NTU' = NTU / (z_2 - z_1). \quad (18)$$

При подстановке NTU вместо выражения в квадратных скобках в (16) получим

$$I_p = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} NTU. \quad (19)$$

Тогда (12) можно записать в другой форме:

$$\int_{h_{w,o}}^{h_{w,i}} \frac{dh_w}{h_s - h_w} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} NTU. \quad (20)$$

Так как I_p зависит от $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ и Re_g , то, как видно из (19), NTU также зависит от этих двух параметров:

$$NTU = f\left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_g}, Re_g\right). \quad (21)$$

При другом подходе I_p рассматривается как измеряемая характеристика насадки. В (16) $\dot{m}_g$ сокращается в правой части и I_p становится равным:

$$I_p = \frac{\gamma A_i (z_2 - z_1)}{\dot{m}_w}. \quad (22)$$

Изменяются также обозначения: вместо γ используется K , вместо $A_i - a_i$ и $\dot{m}_w$ заменяется на L , при этом физический смысл символов не меняется. Далее $z_2 - z_1$ обозначается V и представляет собой эффективный объем насадки, относенный к единице площади поперечного сечения. Таким об-

разом, уравнение Маркела принимает следующий вид:

$$\int_{h_{w,o}}^{h_{w,i}} \frac{dh_w}{h_s - h_w} = \frac{K_a V}{L}. \quad (23)$$

Как и параметр NTU , величина $K_a V/L$ зависит от $\dot{m}_w/\dot{m}_g$:

$$\frac{K_a V}{L} = f\left(\dot{m}_w/\dot{m}_g, Re_g\right). \quad (24)$$

Очевидно, что описанные два способа очень тесно связаны и характеристика насадки может быть определена по (21) или (24) с одинаковым успехом. Преимущество первого способа в том, что измеряемая характеристика насадки записывается как число Стентона и в какой-то степени аналогична характеристикам теплопередачи с сухой поверхности. При другом подходе из уравнения Маркела исключается отношение $\dot{m}_w/\dot{m}_g$. Из сравнения (20) и (23) следует

$$\frac{K_a V}{L} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} NTU. \quad (25)$$

Уравнение баланса энтальпий. Последним из трех уравнений, необходимых для расчета отношения массовой скорости воды к массовой скорости воздуха, является уравнение баланса энтальпий. Для слоя толщиной, равной длине элемента между двумя поперечными сечениями в горизонтальных плоскостях в районе насадки на произвольном уровне, количество теплоты, передаваемое от воды к воздуху при противотоке, может быть выражено через приращения энтальпий воды и воздуха в направлении потока:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_g dh_g = \dot{m}_w dh_w, \quad (26)$$

или после интегрирования вдоль всей области насадки

$$\dot{m}_g (h_{g,o} - h_{g,i}) = \dot{m}_w (h_{w,i} - h_{w,o}). \quad (27)$$

Определение отношения массовых расходов воды и воздуха проводится в три этапа:

определение I_M в уравнении Маркела по соотношению

$$\int_{h_{w,o}}^{h_{w,i}} \frac{dh_w}{h_s - h_w} = I_M \quad (28)$$

при значениях $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ из предполагаемого интервала изменения;

определение I_p по характеристике насадки в зависимости от различных значений $\dot{m}_w/\dot{m}_g$;

расчет значений $\dot{m}_w/\dot{m}_g$, при которых $I_M = I_p$.

Первый этап. Способ определения I_M по (28) можно объяснить с помощью графика зависимости h_s и h_g от h_w (рис. 3). На горизонтальной оси также отложены значения температуры воды, которые встречаются в исходных данных чаще, чем энтальпия. Значения $h_{w,i}$ и $h_{w,o}$, отмеченные на графике, получены при температурах $T_{w,i}$ и $T_{w,o}$, которые задаются в качестве исходной информации.

Энтальпия воздуха на входе в насадку $h_{g,i}$ равна энтальпии насыщенного воздуха при температуре влажного термометра в атмосфере T_{wB} , которая известна (поскольку энтальпия влажного воздуха при атмосферном давлении зависит только от температуры влажного термометра при отсчете энтальпий воды и воздуха от значений при 0°C).

Значение $h_{g,o}$ при произвольных значениях $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ находится из уравнения баланса энтальпий (27). Из (26) следует, что наклон линии $h_g - h_w$, dh_g/dh_w постоянен и равен $\dot{m}_w/\dot{m}_g$. Поэтому промежуточные значения h_g могут быть найдены линейной интерполяцией.

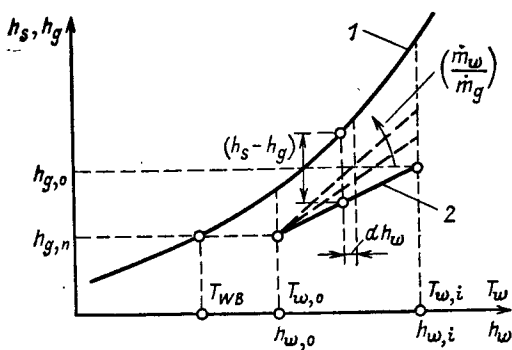


Рис. 3. К расчету $I_M = \int_{h_{w,o}}^{h_{w,i}} \frac{dh_w}{h_s - h_g}$:

1 — линия насыщения (h_s); 2 — зависимость энтальпии воздуха от температуры

Интеграл I_M в (28) может быть теперь вычислен по графику, подобному на рис. 3. Простейший способ, предложенный Маркелом, заключается в том, что $h_s - h_g$ берется равным $\bar{h}_s - \bar{h}_g$, где черточка обозначает средние значения величин на интервале от входа до выхода. Поскольку кривая $h_s - h_w$ вогнутая, то нетрудно обнаружить, что значения I_M , полученные в таком приближении, слишком малы, хотя этот способ и привлекает своей простотой и возможностью применения в аналитических исследованиях. Но широкая доступность в настоящее время электронных калькуляторов и компьютеров делает такие аппроксимации ненужными и нежелательными.

Более точный и достаточно простой способ заключается в следующем. Разность $h_s - h_g$ вычисляется по средним значениям вдоль горизонтальной оси h_w на расстояниях 0,1; 0,4; 0,6 и 0,9 от интервала между $h_{w,o}$ и $h_{w,i}$ [2]. При увеличении значений $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ наклон линии $h_g - h_w$ пропорционально увеличивается, поэтому с ростом $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ значение интеграла I_M увеличивается. По мере приближения $h_g - h_w$ к $h_s - h_w$ интеграл стремится к бесконечности. Следовательно, существуют предельные значения $\dot{m}_w/\dot{m}_g$, при превышении которых градирня не сможет обеспечить требуемое охлаждение (даже при увеличении насадок). Очевидно, конструктору следует избегать таких значений отношения. На рис. 4 показана зависимость интеграла I_M от отношения массовых скоростей воды и воздуха.

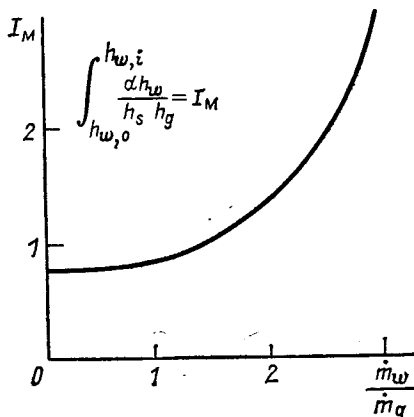


Рис. 4. Зависимость интеграла I_M от отношения массовых расходов воды и воздуха

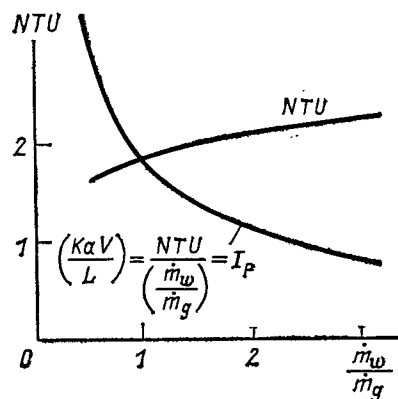


Рис. 5. Зависимость характеристики теплообмена насадки от отношения расходов воды и воздуха

Второй этап. Величина I_P вычисляется как правая часть уравнения Маркела с помощью (21) или (24) для того же интервала значений $\dot{m}_w/\dot{m}_g$, что и на первом этапе. Такой расчет требует выбора типа насадки и ее глубины. Эти данные могут быть использованы в виде графика или зависимости NTU или $K_a V/L$ от $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ и Re_g . Влияние Re_g часто неизвестно и поэтому не принимается в расчет. NTU увеличивается при возрастании $\dot{m}_w/\dot{m}_g$, а $K_a V/L$ уменьшается (рис. 5).

Третий этап. Решение уравнения Маркела находится как точка пересечения кривых $I_M(\dot{m}_w/\dot{m}_g)$ и $I_P(\dot{m}_w/\dot{m}_g)$ (рис. 6). Значение отношения массовых скоростей воды и воздуха определено теперь для заданных условий охлаждения и выбранного типа и глубины насадки, при этом отношение расходов воды и воздуха также известно, поскольку оно равно отношению массовых скоростей.

По значениям отношения расходов $\dot{M}_w/\dot{M}_g$ может быть определен расход воздуха:

$$\dot{M}_g = \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_w/\dot{M}_g}, \quad (29)$$

поскольку $\dot{M}_w$ задано в исходных данных для расчета. Теперь можно оценить потери давления в градирне для ряда размеров и выбрать такие, которые гарантируют сбалансированность потерь давления движущим напором при естественной тяге, или выбрать размер вентилятора и мощности на прокачку при искусственной тяге. В любом случае получится ряд размеров, которые будут удовлетворять требованиям к охлаждению при вычисленном расходе воздуха.

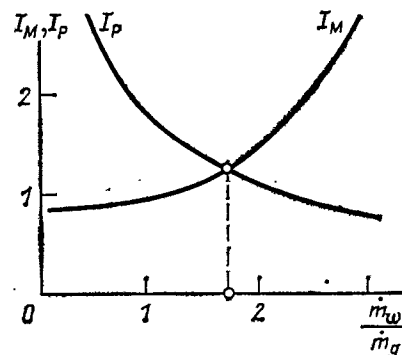


Рис. 6. Определение отношения массового расхода воды и воздуха как точки пересечения кривых I_M и I_P

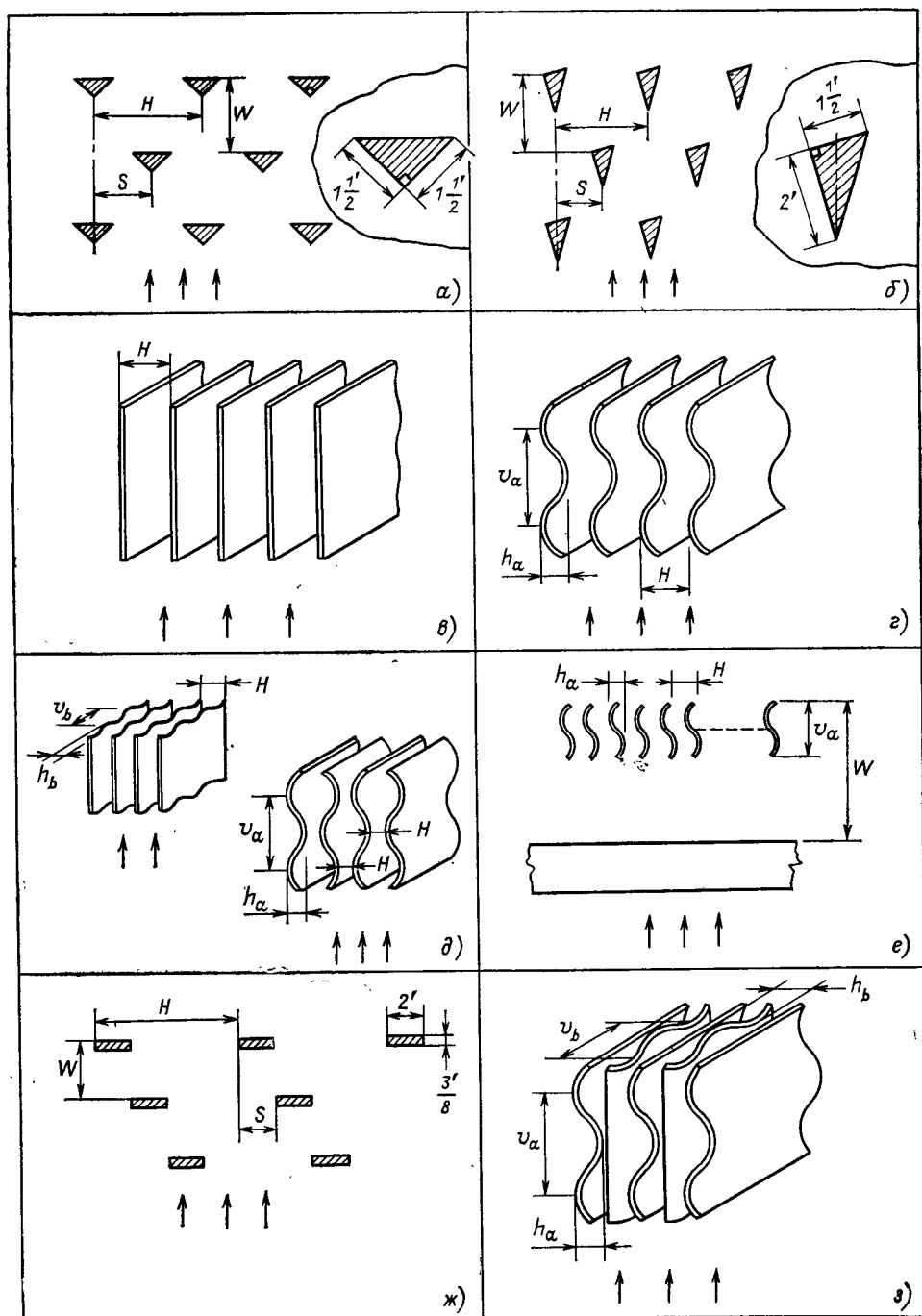


Рис. 7. Конфигурации насадок, рассмотренных в [3]:

е — чередующиеся слои жалюзи, повернутых на 90° ; з — плотно упакованные гофрированные листы

Поэтому окончательный выбор осуществляется из соображений минимума стоимости.

С. Выбор насадки. Насадка применяется для задержки стекающей воды для обеспечения больших поверхностей контакта между водой и воздухом. Этого можно достигнуть двумя принципиальными способами: при стекании воды через решетку горизонтальных разбрызгивателей или при образовании на поверхности материала насадки тонкой пленки. В принципе наличие насадки не является существенным, поскольку вода может поступать в виде свободно падающих струй, через которые проходит воздух. В [3] обсуждаются некоторые экспериментальные результаты, посвященные этому вопросу. Однако во всех существующих типах градирен используются какие-либо насадки для регулирования течения воды, вероятно, потому, что трудно установить стабильно работающие разбрызгиватели. Тем не менее разбрызгивающие устройства, расположенные выше или ниже насадки, могут внести значительный вклад в общую поверхность контакта воды и воздуха, а также в теплопередачу.

Насадки могут быть изготовлены из различных материалов, включая деревянные или пластиковые планки, гофрированные асбестоцементные листы, пластмассовые листы и листы из оцинкованной стали или стеклопластика. Некоторые типы насадок, исследованные в [3], показаны на рис. 7. Наиболее широко используются деревянные планки в виде разбрызгивающих устройств, но планки соответствующей конфигурации могут также обеспечивать и пленочную поверхность. Гофрированные асбестоцементные листы весьма эффективны для больших градирен и используются почти так же широко, как и деревянные планки в построенных в последние годы градирнях с естественной тягой [4]. Но эти листы тяжелые, требуют осторожности при установке и менее приемлемы для градирен с искусственной тягой средних и малых размеров.

Факторами, определяющими выбор насадки, являются характеристики теплопередачи, потери давления, общая стоимость и надежность. Надежность, включая доступность для ремонта, является особенно важным фактором для тепловых электростанций и в других областях использования, где стоимость градирни составляет очень малую часть всех затрат, а выведение градирни в ремонт — большую. При сравнении стоимости различных насадок необходимо учитывать и стоимость опорных устройств (высокая для материалов с большой плотностью), прокачки воды (большая для высоких насадок) и монтажа (более высокая при сборке из отдельных элементов, чем из модулей заводского изготовления).

Очевидно, предпочтительно применять насадку с самой низкой стоимостью, лучшей характеристикой теплопередачи и более низкими потерями давления. Но проблема выбора затрудняется, если насадка является лучшей по одному или двум показателям и худшей по остальным. Эта задача рассмотрена в [5], где приведена оценка преимуществ различных насадок для градирни с естественной тягой с помощью графика зависимости

$$\log R_p = f(\log C_p),$$

где

$$R_p = \frac{N_{t,p}}{NTU}; \quad (30)$$

$$C_p = \frac{c_p}{NTU}, \quad (31)$$

причем c_p — стоимость единицы площади поперечного сечения.

Такая зависимость показана на рис. 8. Каждая точка характеризует стоимость насадки (при одинаковых расходах воды и воздуха). Точки вблизи вертикальной и горизонтальной осей соответствуют приемлемой стоимости. Однако одна точка может лежать ближе к вертикальной оси,

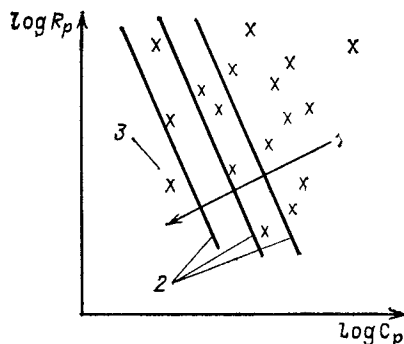


Рис. 8. Выбор наилучшей насадки [5].

1 — направление уменьшения общей стоимости; 2 — линии постоянной стоимости; 3 — наилучшая насадка

чем другая, которая лежит ближе к горизонтальной оси. В [5] предлагается накладывать линию постоянных значений общей стоимости для оптимальных градирен в тех же координатах. Таким образом, обеспечивается возможность устранения различий между такими точками.

Теплопередача. Как упоминалось ранее, используются две характеристики теплопередачи в насадке данной глубины, а именно число единиц передачи теплоты NTU и величины $K_a V/L$, равной $NTU/(m_w/m_g)$. Для представления опытных данных более удобно использовать параметр NTU' (число единиц переноса теплоты на единицу глубины насадки) или параметр $K_a V/L$, равный $NTU'/(m_w/m_g)$. Как NTU' , так и $K_a V/L$ могут быть представлены аналитическими зависимостями, графически или в табличном виде как функций от m_w/m_g и, если данные подтверждают это, от m_w или m_g , заменяющими соответствующие числа Рейнольдса. В [3] показано, что почти все результаты проведенных экспериментов могут быть объяснены с помощью зависимости

$$\frac{K_a V}{L} \frac{m_w}{m_g} = NTU' = \lambda \left(\frac{m_w}{m_g} \right)^{1-n}. \quad (32)$$

В [3] приведены значения для насадки, состоящей из разбрызгивающих планок (см. рис. 7, а), с $H=W=152,4$ мм и $S=76,2$ мм: $\lambda=0,309$ м⁻¹ и $n=0,5$, а для гофрированных асбестоцементных листов при $H_a=54,0$ мм, $v_a=146,0$ м и $H=44,5$ мм, $\lambda=0,691$ м⁻¹ и $n=0,69$. Данные были получены в результате испытаний экспериментальной градирни с поперечным сечением 1,216 м², глубиной насадки 1,2—2,4 м и при чистом противотоке.

Однако исследование градирни с меньшим поперечным сечением показало [5], что необходимо включить и m_w как еще одну переменную для хорошего обобщения опытных данных. В [5] также приведены данные исследования теплопередачи в «сухой» градирне с насадкой из гофрированных листов и результаты сравнения с данными в испарительной градирне аналогичной конфигурации.

В [6] представлены данные по исследованию градирни с сечением 0,6 м² и с насадкой из гладких пористых каналов, образованных пропитанной смолой бумагой, и каналов, образованных пластмассовыми гофрированными листами. Эти данные представлены для нескольких конфигураций в широком диапазоне расходов воды и воздуха в виде простой степенной зависимости.

При перекрестном токе для представления данных по теплопередаче может быть использована такая же форма уравнений. Воздух в этом случае течет в горизонтальной, а не в вертикальной плоскости и под прямым углом к направлению потока воды. Но так как NTU' (или $K_a V/L$) является аналогом коэффициента теплоотдачи, значения этого параметра, вероятно, в большей степени зависят от фор-

мы каналов, через которые проходит воздух, и изменяются так же, как для противотока в каналах с подобной геометрией. Например, для деревянных разбрызгивающих балок, данные, представленные изготовителем в графической форме, могут быть приведены к виду (32) с $\lambda=0,44 \text{ м}^{-1}$ и $n=0,59$ для конкретной конфигурации.

При расчете теплопередачи в градирне по опытным данным для насадки важно учитывать вклад от разбрызгивающих устройств. Для этих устройств в [3] предложено выбирать значение $\lambda=0,033 \div 0,066 \text{ м}^{-1}$ и $n \sim 0,5$. При противотоке значение для разбрызгивающего устройства просто добавляется к значениям для насадки. В градирне с естественной тягой и пленочном стекании воды вклад от разбрызгивающих устройств может составить около четверти общего значения NTU [8, 9].

Потери давления. Данные по потерям давления в насадках могут быть представлены значениями $N'_{v,p}$, параметра потерь динамического давления на единице длины в направлении потока воздуха. Для грубой оценки значение $N'_{v,p}$ может быть принято постоянным, но обычно оно уменьшается при увеличении массовой скорости $\dot{m}_g$ и увеличивается с ростом массовой скорости воды $\dot{m}_w$. Экспериментальные данные для насадок, изображенных на рис. 7, представлены в [3]. Для разбрызгивающих балок (см. рис. 7, а) значение $N'_{v,p}$ составляет $12,17 \text{ м}^{-1}$ при массовой скорости воды $1,365 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и скорости воздуха $0,912 \text{ м/с}$. Это значение уменьшается до $10,85$ при удвоении скорости воздуха и увеличивается до $15,79$ при возрастании в 2 раза массовой скорости $\dot{m}_w$.

Д. Параметры воздуха на выходе из насадки. Энтальпию воздуха на выходе из насадки можно определить по отношению массовых скоростей. Однако этого недостаточно для полного определения состояния воздуха. Более точное представление о состоянии воздуха необходимо, по-видимому, для двух целей: во-первых для расчета количества воды, унесенной потоком воздуха, во-вторых для оценки изменения плотности в градирне с естественной тягой. В большинстве случаев воздух на выходе из насадки близок к состоянию насыщения. Тогда состояние воздуха определяется по известной зависимости энтальпии от температуры, и его влажность и плотность также могут быть определены по известным таблицам и диаграммам.

Состояние воздуха на выходе может существенно отличаться от состояния насыщения при горячем, сухом наружном воздухе, высокой средней температуре воды или небольшой глубине насадки. Если состояние наружного воздуха близко к насыщению, то его можно считать таким же и при выходе из насадки. Но любая комбинация приведенных выше условий может привести к значительному отклонению от состояния насыщения.

Для того чтобы определить влажность на выходе, необходимо рассмотреть ее изменение в насадке. Можно дать несколько различных определений влажности. Наиболее удобным для наших целей определением влажности является масса влаги на единицу массы влажного воздуха, при этом влажность обозначается как f . При анализе процессов массопереноса при испарении с поверхности раздела в воздух может быть использована модель Рейнольдса, подобная той, которая ранее рассматривалась для процесса теплоотдачи. Уравнение сохранения массы воды в таком случае имеет вид

$$\dot{w} = \gamma_w \frac{f_s - f_g}{1 - f_s}, \quad (33)$$

где $\dot{w}$ — массовая скорость воды на единицу поверхности раздела; f_g — влажность воздуха вблизи поверхности раздела; f_s — влажность воздуха на поверхности раздела; γ_w — поток Рейнольдса для массопередачи, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Уравнение для изменения влажности воздушного потока в направлении течения может быть получено из условия

сохранения массы воды при переходе ее в воздух

$$\dot{m}_g df_g = \dot{w} A_i dz, \quad (34)$$

где $\dot{m}_g$ — массовая скорость воздуха на единицу площади горизонтального сечения насадки; A_i — площадь поверхности контакта воды и воздуха на единицу объема; dz — элемент длины в направлении потока; $\dot{w}$ может быть исключено, и в результате получаем

$$\frac{df_g}{f_s - f_g} (1 - f_s) = \left(\frac{\gamma_w}{\dot{m}_g} \right) dz. \quad (35)$$

При сравнении с (9) можно заметить, что правая часть (35) может быть заменена на $dh_g/(h_s - h_g)$ при условии, что поток Рейнольдса массопереноса γ_w может быть приравнен потоку Рейнольдса теплопереноса γ . Такое приближение выполняется с достаточной точностью при значениях чисел Льюиса для смеси, близких к единице, а это условие для влажного воздуха выполняется [1]. Таким образом, получаем следующее уравнение:

$$\frac{df_g}{f_s - f_g} (1 - f_s) = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_g} \frac{dh_w}{h_s - h_g}, \quad (36)$$

где dh_g заменено на $(\dot{m}_w/\dot{m}_g)dh_w$ согласно (26).

Уравнение (36) позволяет определить изменение влажности воздуха f_g при течении через насадку посредством численного интегрирования (рис. 9). Линии h_s , h_g и отношение $\dot{m}_w/\dot{m}_g$ уже определены способами, описанными ранее. Линия $f_s - h_w$ может быть построена по теплофизическим свойствам воды и воздуха в предположении, что воздух на поверхности раздела является насыщенным. Начальные значения h_s , h_g , f_s и f_g либо известны, либо уже определены. Поэтому приращение Δf_g может быть вычислено по Δh_w при рассмотрении (36) в конечно-разностном виде. Следовательно, может быть найдено истинное значение влажности воздуха на выходе.

Е. Отклонение от равномерного распределения потока по сечению. В предыдущих рассуждениях предполагалось, что поток через градирню является равномерно распределенным по сечению, одномерным противотоком, т. е. что потоки воды и воздуха направлены параллельно один другому и в противоположные стороны и что скорости, энтальпии и

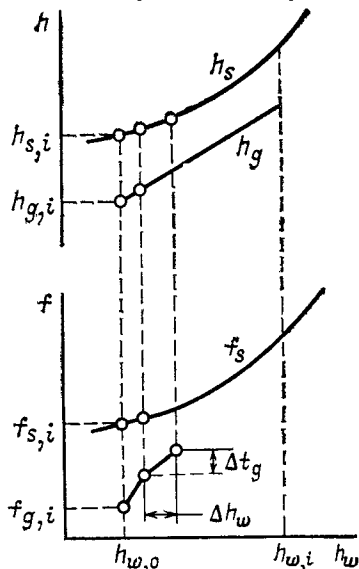


Рис. 9. Определение массовой доли влаги f_g конечно-разностным методом [см. (36)]

другие свойства двух потоков изменяются только в направлении движения. Ниже кратко рассматриваются отклонения от таких условий: противоток с неравномерным распределением потока и перекрестный ток.

Противоток с неравномерным распределением потока. В градирнях как с естественной тягой, так и с искусственной при противотоке направление потока воздуха изменяется при течении в насадке. Поэтому следует ожидать, что течение в насадке будет значительно отклоняться от равномерного. Для градирни с естественной тягой, рассчитанной в предположении равномерного распределения параметров по сечению, в [8] приводятся данные по измерениям скорости воздуха под насадкой, которая изменялась от 0,5 м/с на оси до 1,2 м/с вблизи стенки. Измеренная температура влажного термометра над насадкой изменялась от 36,7 °С на оси до 35,1 °С на стенке. Такие измерения трудно выполнить, и при этом неизбежны ошибки. Тем не менее почти нет сомнений в том, что значительная неравномерность параметров может существовать даже при отсутствии влияния ветра. В градирнях с нагнетательной тягой вентилятор, по-видимому, увеличивает неравномерность параметров под насадкой, тогда как в градирнях с вытяжной тягой вентилятор откачивает больше воздух с периферийных зон. Однако градирни могут быть достаточно надежно рассчитаны на одномерной основе при условии, что приняты меры для корректного описания опытных данных, полученных для градирни аналогичной конструкции [9].

Перекрестный ток. Хорошо известно, что теплообменники с перекрестным током могут быть рассчитаны по методам, разработанным для противотока, и с использованием корректирующего фактора. В некоторых случаях поправочный коэффициент близок к единице и может не учитываться. Аналогичный подход может быть применен к градирням, но при этом возникают большие трудности из-за нелинейного соотношения между энтальпией насыщенного воздуха и воды при одинаковой температуре. Однако при наличии ЭВМ и электронных калькуляторов нет оснований избегать двухмерных задач, за исключением, вероятно, предварительных приближенных расчетов. Проблема может быть решена численно конечно-разностными методами. При необходимости могут быть найдены энтальпия и массовые потоки, но в большинстве случаев удобно рассматривать массовые потоки как известные. Таким образом, массовый поток воды можно считать равномерным, а поток воздуха — равномерным в направлении потока и с соответствующим профилем по нормали к потоку. Тогда проблема становится сравнительно простой, и решение ее может быть получено способом, описанным ниже.

На рис. 10 представлен квадратный элемент насадки, через которую проходит воздух в направлении z в горизонтальной плоскости слева направо и вода — вертикально вниз в направлении y . Элемент имеет единичную толщину

по нормали к плоскости yz . С помощью тех же рассуждений, что и при выводе (11) для случая противотока, можно записать следующие приближенные соотношения:

$$\delta h_g = (h_s - h_g) NTU' \delta z; \quad (37)$$

$$\delta h_w = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_w} \frac{\delta y}{\delta z} \delta h_g, \quad (38)$$

где δh_g — приращение энтальпии воздуха; δh_w — отрицательное приращение энтальпии воды; h_s — энтальпия насыщенного воздуха при давлении p ; h_g — энтальпия потока воздуха при давлении p ; $\dot{m}_g$ и $\dot{m}_w$ известны или заданы для всех элементов; NTU известно из данных по теплопередаче в насадках. Насадка представляется в виде совокупности таких элементов, и расчет начинается с верхнего левого угла сетки. Значение δh_g определяется по (37), а δh_w — по (38). Чтобы избежать итераций, h_s может быть выбрано по известным значениям h_w в точках N и значение h_g может быть взято в точке W . Это дает возможность определить разность $h_s - h_g$ при использовании (37). Значения h_g в точке E и h_w в точке S находятся затем по соотношениям

$$h_{g,E} = h_{g,W} + \delta h_g; \quad (39)$$

$$h_{w,S} = h_{w,N} - \delta h_w. \quad (40)$$

Расчеты выполняются последовательно по всем элементам по рядам или по колонкам. Примеры расчетов перекрестного тока приведены в [10, 11].

3.12.3. Градирни с естественной тягой

А. Основные положения. Градирни с естественной тягой могут быть с прямым контактом воды и воздуха (испарительно-влажные градирни), без контакта между водой и воздухом (сухие градирни) и с прямым и непрямым контактами (испарительно-сухие градирни). Подавляющее число градирен с естественной тягой представляет собой градирни испарительного типа. Конструкция большинства градирен представляет собой большую железобетонную вытяжную башню с вертикальной осью почти цилиндрической формы. Более узкая часть башни образует горловину, расположенную сверху. Насадка расположена в виде сравнительно тонкого горизонтального слоя у основания башни и обычно представляет собой решетку из деревянных балок или асбестоцементные гофрированные листы, устанавливаемые под углом друг к другу. Башня поддерживается колоннами, устанавливаемыми под большим водосборным бассейном таким образом, чтобы обеспечить зазор ниже основания башни для поступления атмосферного воздуха. На рис. 1 показана группа больших градирен с естественной тягой и прямым контактом воды и воздуха, на рис. 2 — схематическое изображение градирни.

Отношение диаметра основания вытяжной башни к ее высоте обычно находится в пределах 0,75—0,85, отношение диаметра горловины к диаметру основания — в пределах 0,55—0,65, отношение высоты проходов для воздуха к диаметру основания — в пределах 0,10—0,12. Низкие значения последнего отношения приводят к уменьшению доступа воздуха в градирню, а высокие значения увеличивают подпор воды и стоимость прокачки.

Среднее значение отношения массовых расходов воды и воздуха, как правило, равно 0,5—3,0, хотя неравномерность распределения потоков воды и воздуха может стать причиной значительного локального отклонения от среднего значения. Скорость воздуха через насадку невелика (около 1—2 м/с). Скорость потока воды обычно равна скорости течения через насадку естественных осадков и составляет около 5—15 см/мин. При очень холодной погоде может возникнуть опасность обледенения периферийных областей насадки. Для предотвращения этого в эти области может быть направлено дополнительное количество теплой воды.

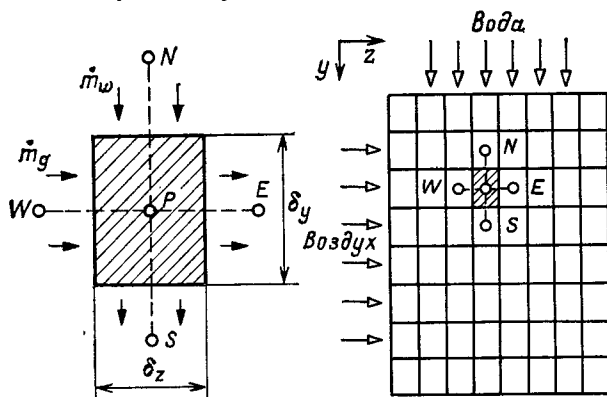


рис. 10. Прямоугольный элемент насадки при перекрестном потоке воздуха

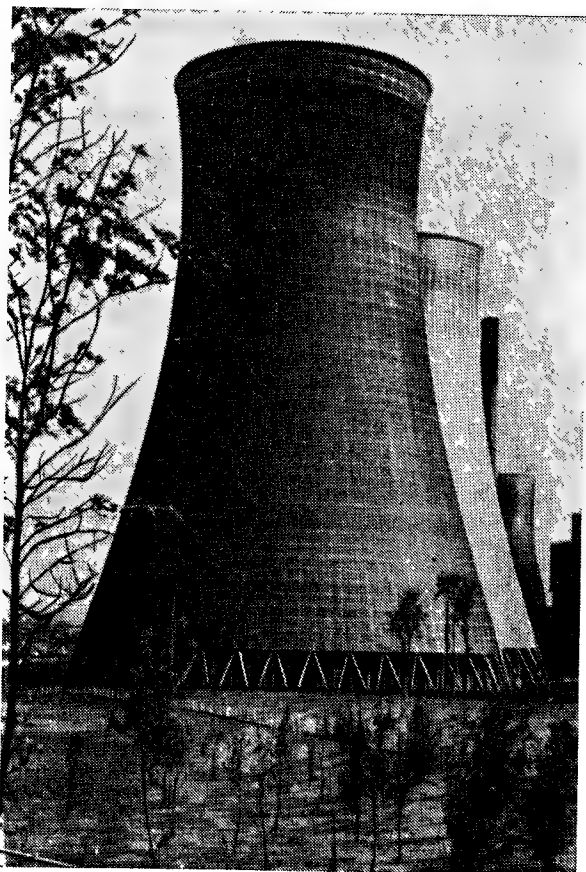
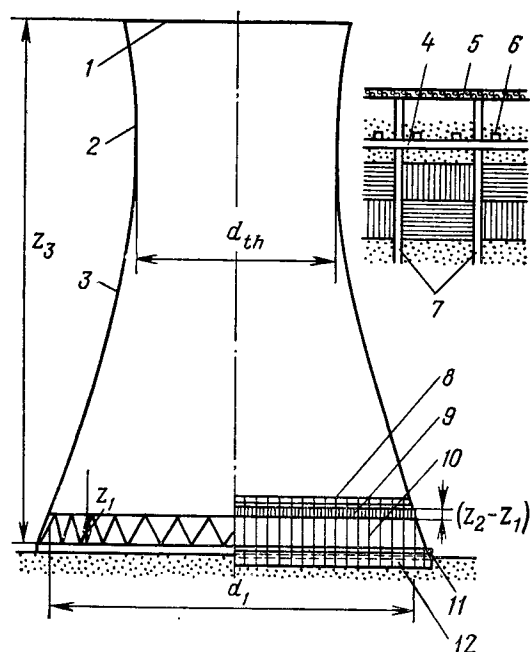


Рис. 1. Градирни с естественной тягой высотой 114 м для обслуживания четырех турбогенераторов по 500 МВт



В. Теплогидравлический расчет. Как показано в § 3.12.2, отношение расходов $\dot{M}_w/\dot{M}_g$ может быть определено по заданным требованиям к охлаждению и по характеристикам насадки. Таким образом, $\dot{M}_w/\dot{M}_g$ должно быть определено до выбора основных приемлемых размеров градирни. Для расчета $\dot{M}_w/\dot{M}_g$ можно использовать метод, описанный в § 3.12.2. Затем необходимо определить высоту градирни, диаметр основания и горловины, высоту проходов для воздуха, которые обеспечат расход воздуха $\dot{M}_g$ через вытянутую башню при соответствующих значениях отношения $\dot{M}_w/\dot{M}_g$ и заданного расхода воды $\dot{M}_w$. Расход воздуха через вытяжную башню постоянен тогда, когда гидростатический напор, обусловленный разностью между плотностью теплового влажного воздуха внутри градирни и плотностью холодного сухого воздуха снаружи, равен потерям давления, которое возникло бы при течении воздуха через градирню при отсутствии гидростатического напора [9]. Это утверждение может быть выражено в виде уравнения

$$g(z_3 - z_1)(\rho_{g,i} - \rho_{g,o}) = N_v \left[\frac{1}{2\rho_{g,i}} \left(\frac{\dot{M}_g}{\pi d_1^2/4} \right)^2 \right], \quad (1)$$

где g — ускорение свободного падения; z_3 — расстояние между верхом башни и бортом бассейна; z_1 — расстояние между верхом отверстий для подачи воздуха и бортом бассейна; $\rho_{g,i}$ — плотность воздуха в атмосфере; $\rho_{g,o}$ — плотность воздуха на выходе из насадки; N_v — общий коэффициент гидравлического сопротивления, отнесенный к динамическому напору и поперечному сечению градирни с диаметром d_1 ; $\dot{M}_g$ — расход воздуха; d_1 — внутренний диаметр вытяжной башни на уровне отверстий для прохода воздуха.

Это уравнение записано в предположении одномерного потока (т. е. считается, что все параметры изменяются только в направлении потока). Левая часть уравнения представляет собой движущий напор при естественной конвекции, правая часть — сопротивление потоку воздуха через градирню, она равна динамическому напору, умноженному на коэффициент сопротивления.

Значение $\dot{M}_g$, как правило, неизвестно, и поэтому удобно заменить его значениями $\dot{M}_w$ и $1/(\dot{M}_w/\dot{M}_g)$. Перед такой заменой уместно привести несколько соображений о справедливости (1). Хотя это уравнение предлагается для практических расчетов, оно должно быть в равной степени справедливо и для описания опытных данных, полученных на существующих градирнях. Однако когда измеренные величины подставляются в это уравнение, то правые и левые его части совпадают достаточно редко. В какой-то степени это обусловлено неточностями теории (в особенности при одномерной задаче), в какой-то — неточностями опытных данных. По какой бы причине это ни происходило, весьма желательно внести в (1) поправочный множитель K . После несложных преобразований можно записать (1) в виде

$$\frac{d_1^4(z_3 - z_1)}{N_v} = \frac{1}{K} \frac{8}{\pi^2 a \rho_{g,i}(\rho_{g,i} - \rho_{g,o})} \frac{(\dot{M}_w)^2}{(\dot{M}_w/\dot{M}_g)}. \quad (2)$$

Значение K , используемое в расчетах, необходимо определить по опытным данным, полученным на полномасштабных существующих градирнях аналогичного типа. Например, в [8] были получены значения K в пределах 0,666—

Рис. 2. Элементы градирни с естественной тягой и прямым контактом воды и воздуха:

1 — выход воздуха; 2 — горловина; 3 — вытяжная башня; 4 — водораспределительные трубы; 5 — водоотделитель; 6 — разбрызгиватель; 7 — опорные колонны; 8 — водоотделитель; 9 — насадка; 10 — вход воздуха; 11 — бортик водосборного бассейна; 12 — водосборный бассейн

0,964 для градири средних размеров, а среднее значение K из 23 опытов равно 0,799.

Потери давления. Перед использованием уравнения для теплового расчета (2) необходимо определить соответствующие сопротивления. Следуя рекомендациям [8], N_v выражается как сумма из шести слагаемых:

$$N_v = N_{v,i} + N_{v,o} + N_{v,p} + N_{v,elin} + N_{v,sp} + N_{v,col}, \quad (3)$$

где $N_{v,i}$ — сопротивление на входе воздуха; $N_{v,o}$ — сопротивление на выходе; $N_{v,p}$ — сопротивление в насадке; $N_{v,elin}$ — сопротивление в водоотделителе; $N_{v,sp}$ — сопротивление в разбрызгивающем устройстве; $N_{v,col}$ — сопротивление, вносимое поддерживающими колоннами. Все эти сопротивления отнесены к динамическому напору в поперечном сечении вытяжной башни на уровне отверстий для прохода воздуха.

Площадь поперечного сечения на входе воздуха $\pi d_1 z_1$ ианного меньше площади поперечного сечения вытяжной башни у основания $\pi d_1^2/4$, к которому отнесен динамический напор. Отношение скорости воздуха на входе к скорости воздуха в вертикальном направлении в соответствии с уравнением неразрывности равно $(d_1/z_1)^2/16$. Обычно отношение d_1/z_1 примерно равно 10. Из этих соображений следует, что динамическое давление воздуха во входных сечениях примерно в 6 раз меньше базового значения. Если бы весь динамический напор был потерян на входном участке, то $N_{v,i}$ было бы равно 6.

При определении $N_{v,i}$ возникает немало трудностей. Во-первых, при сужении входного сечения скорость воздуха увеличивается; во-вторых, следует считать, что направление движения воздуха после входного участка изменяется на 90° под действием всего динамического напора; в-третьих, распределение потока воздуха в башне в действительности неравномерное; в-четвертых, при использовании насадки в виде решетки насадка занимает часть входного сечения для воздуха и поэтому оказывает влияние на поток.

Тем не менее вполне можно ожидать, что $N_{v,i}$ будет изменяться линейно в зависимости от отношения $(d_1/z_1)^2$ и постулировать соотношение для расчета $N_{v,i}$ в виде

$$N_{v,i} = C_1 + C_2 r^{-2}, \quad (4)$$

где $r = z_1/d_1$, C_1 и C_2 — эмпирические постоянные. В [14] было показано, что соотношение, подобное (4), можно использовать для обобщения опытных данных на моделях входных устройств. В [9] приведены значения C_1 и C_2 , равные 2 и 0,036 соответственно, полученные из обобщения опыта данных на действующих градириях.

От горловины до верха вытяжная башня расширяется подобно диффузору. Но расширение обычно невелико, поэтому динамическое давление может быть вычислено по значению в горловине. При таком предположении $N_{v,o}$ может быть выражено в виде

$$N_{v,o} = C_3 s^{-4}. \quad (5)$$

Здесь $s = (d_{th}/d_1)$, где d_{th} — внутренний диаметр горловины вытяжной башни; C_3 — эмпирическая постоянная, которая при отсутствии других данных может быть принята равной единице.

Значение $N_{v,p}$ пропорционально $N_{v,p}'$ — коэффициенту сопротивления на единицу глубины насадки для конкретного вида насадки и для значений массовых скоростей воды и воздуха. $N_{v,p}$ также пропорционально вертикальной глубине насадки. Имеются также другие переменные, которые следует учитывать. Поперечное сечение градири на уровне насадки редко бывает заполнено полностью. В сечении могут быть расположены вертикальные каналы для стекания воды, горизонтальные проходы и трудные для заполнения угловые зоны. Более того, может оказаться экономичным сохранение даже большей части простран-

ства пустым (из-за высокой стоимости насадки, ее опорных устройств и водораспределительных систем).

Поэтому удобно ввести геометрический параметр

$$t = \frac{V}{(z_2 - z_1) (\pi/4) d_1^2}, \quad (6)$$

где V — полный объем насадки.

Скорость воздуха через насадку обратно пропорциональна t , а динамическое давление обратно пропорционально t^2 , так что $N_{v,p}$ может быть представлено в виде

$$N_{v,p} = C_4 t^{-2}, \quad (7)$$

где

$$C_4 = N_{v,p}' (z_2 - z_1). \quad (8)$$

Если градирия полностью заполнена насадкой ($t \approx 1$), тогда $N_{v,elin}$ равно сопротивлению в водоотделителе. Если значительная часть поперечного сечения оставлена незаполненной, то нет необходимости в установке водоотделителя в этой части. Воздух протекал бы через такое же уменьшенное сечение водоотделителя, как и через насадку, и потери в нем также были бы обратно пропорциональны:

$$N_{v,elin} = C_5 t^{-2}, \quad (9)$$

где C_5 — сопротивление в водоотделителе, отнесенное к локальной скорости воздуха и определенное по опытным данным. Можно ожидать, что $C_5 = 2 \div 4$.

Вклад разбрызгивающих устройств в общие потери давления, очевидно, зависит от конкретной конструкции насадки, и в рамках одномерного подхода трудно установить общие закономерности. Тем не менее может оказаться полезным соотношение, которое было получено при исследовании небольшой градири с насадкой из асбестоцементных плит [8, 9]:

$$N_{v,sp} = 0,526 (z_1 + 1,22) \left(\frac{M_f}{M_g} \right)^{1,32}, \quad (10)$$

причем z_1 измеряется в метрах.

Значение $N_{v,col}$ зависит от конструктивных особенностей, а также от потерь, обусловленных опорными колоннами, трубами и т. д. и входящих в другие слагаемые выражения (3). Так, например, потери, связанные с диагональными опорными колоннами вытяжной башни, могли бы быть включены в $N_{v,i}$.

Таким образом, соотношение (3) после подстановки выражений для отдельных членов принимает вид

$$N_v = a_1 r^{-2} + a_2 s^{-4} + a_3 t^{-2} + a_4, \quad (11)$$

где

$$a_1 = C_2; a_2 = C_3; a_3 = C_4 + C_5; a_4 = C_1 + N_{v,sp} + N_{v,col}.$$

Оптимизация. Полная первоначальная стоимость градири C в основном содержит три составляющие: стоимость вытяжной башни C_{sh} , стоимость насадки и водораспределительной системы C_p , стоимость затрат на эксплуатацию и техническое обслуживание C_{op} :

$$C = C_{sh} + C_p + C_{op}. \quad (12)$$

C_{sh} зависит главным образом от d_1 , $(z_3 - z_1)$ и s или (d_{th}) . Для данного типа насадки C_p зависит в основном от d_1 , $(z_2 - z_1)$ и t , C_{op} зависит от напора давления насоса и от r (или z_1). Следовательно, C будет зависеть от всех этих переменных:

$$C = C(d_1, z_3 - z_1, r_1, s, t, z_2 - z_1). \quad (13)$$

Цель оптимизации заключается в поиске значений шести переменных, которые обеспечивают близкие к минимуму значения функций C и удовлетворяют уравнениям для теплового расчета (2) и любым другим ограничениям. Может оказаться, что значение C , близкое к C_{min} , можно, найти с помощью пробных расчетов, но, по-видимому,

поиск минимальных значений с привлечением вычислительных программ для ЭВМ позволит избежать больших затрат времени и денег. В [9] показано, что при предварительно выбранной глубине насадки $z_2 - z_1$ оптимальные значения остающихся пяти переменных могут быть найдены из решения (11), (2) и следующих пяти уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -\lambda &= \frac{d_1}{4} \frac{\partial C}{\partial d_1}; \\ -\lambda &= (z_3 - z_1) \frac{\partial C}{\partial (z_3 - z_1)}; \\ -\lambda &= \frac{N_v r^3}{2a_1} \frac{\partial C}{\partial r}; \\ -\lambda &= \frac{N_v s^5}{4a_2} \frac{\partial C}{\partial s}; \\ -\lambda &= \frac{N_v t^3}{2a_3} \frac{\partial C}{\partial t}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Таким образом, имеется семь уравнений и столько же неизвестных (λ является множителем Лагранжа для системы уравнений). Пять частных производных от стоимости должны быть определены по данным изготовителя, как и сведения по стоимости прокачки. Уравнения затем должны быть решены последовательными приближениями. Сходимость приближений достигается очень быстро, и, хотя программы для ЭВМ более удобны, не представляет трудностей решение задачи и с помощью небольших калькуляторов. Если какая-либо переменная в процессе вычислений достигает оптимального значения, соответствующее уравнение исключается из системы (14) и решение ищется для остальных уравнений ее.

С. Вытяжные башни. Если высота и диаметр основания бетонной вытяжной башни градири определяются, главным образом, из теплового расчета, то ее контур выбира-

ется преимущественно из соображений прочности и стоимости. Требуемые тепловые характеристики можно было бы получить и для башен конической или цилиндрической формы, но они были бы более дорогими и менее прочными, чем башни с гиперболическим профилем. В последних потери давления увеличиваются, но для больших градирир увеличение стоимости, связанное с ростом потерь давления, меньше, чем выигрыш от экономии материалов, необходимых для сооружения вытяжной башни с горловиной.

Воздействие ветра на очень большие вытяжные башни может стать причиной вибрации, изгиба и даже внутренних напряжений, которые превышают напряжения от собственной массы [15, 16]. Поскольку максимальные размеры вытяжных башен непрерывно увеличиваются (в особенности для сухих градирир), а с увеличением высоты воздействие ветра становится все более ощутимым, в настоящее время постоянно предпринимаются попытки поиска конструкций, альтернативных привычным бетонным башням с гиперболическим профилем [17].

3.12.4. Градири с вынужденной тягой

А. Основные положения. В градириях с вынужденной тягой подача воздуха осуществляется с помощью одного или большего числа вентиляторов. При нагнетательной тяге вентиляторы размещаются на уровне грунта (рис. 1, а), а при вытяжной — над насадкой (рис. 1, б и в). Поток воздуха по отношению к потоку воды может быть направлен как противоток, частично противоток, частично перекрестный и полностью перекрестный ток (рис. 1). При перекрестном потоке насадка устанавливается под углом к потоку воды. Это позволяет учесть отклонение потока воды под действием воздушного потока. В больших градириях преимущественно используются осевые вытяжные вентиляторы (рис. 2), а в малых чаще всего применяются нагнетательные центробежные или осевые вентиляторы (рис. 3). В соответствии с результатами исследований, приведенными в [18], центробежные вентиляторы более эффективны, чем осевые, но они имеют большую стоимость.

Относительные преимущества градирир с естественной и вынужденной тягой рассматриваются в [20].

В. Тепловой расчет. Как и для градири с естественной тягой, тепловой расчет начинается с определения отношения массовых расходов воды и воздуха по заданным условиям по охлаждению и для выбранного типа насадки. В этом случае, однако, температура сухого термометра наружного воздуха, как правило, не требуется, так как

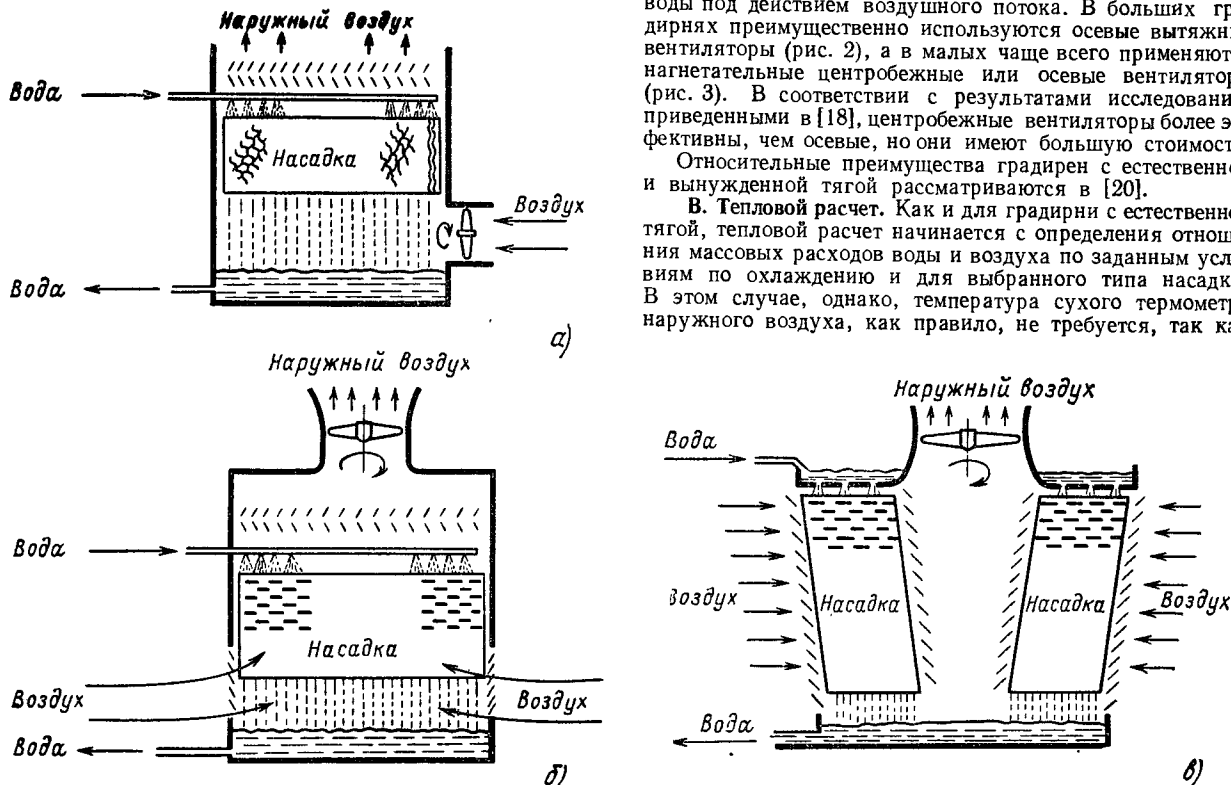


Рис. 1. Градири с искусственной тягой:

а — противоток с нагнетанием воздуха; б — смешанный поток с вытяжной вентиляцией; в — перекрестный поток с вытяжной вентиляцией

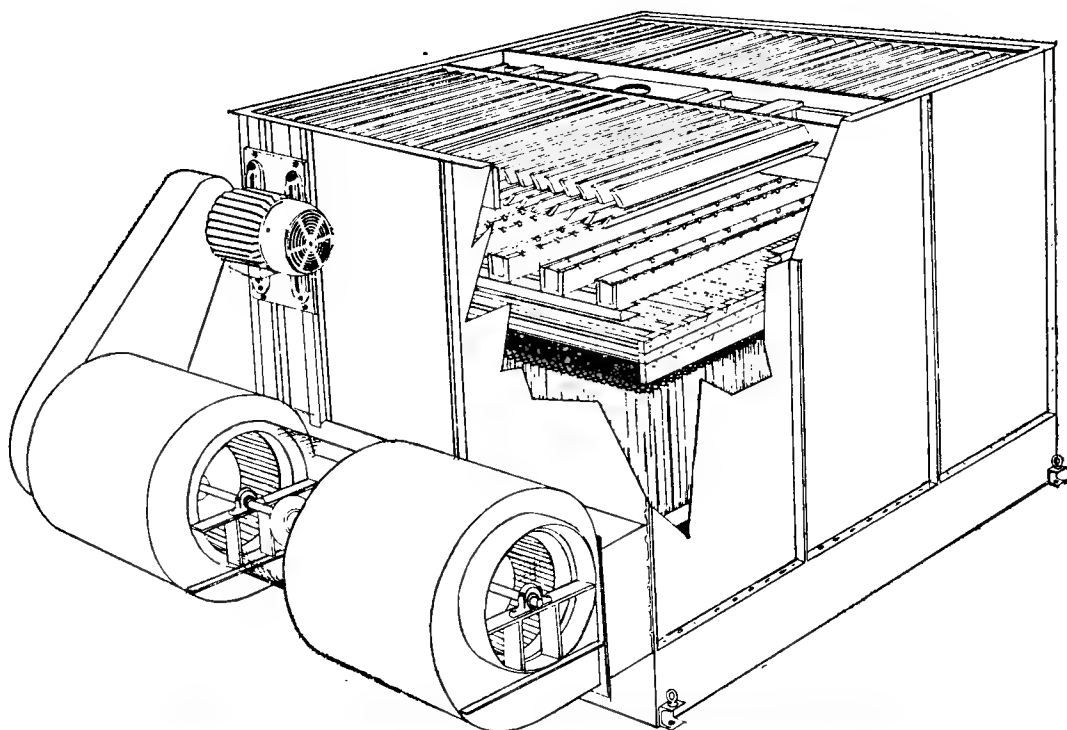


Рис. 2. Градирия с нагнетанием воздуха с помощью двух центробежных вентиляторов (высота башни 2,6 м, расход воды 30 кг/с при мощности примерно 11 кВт)

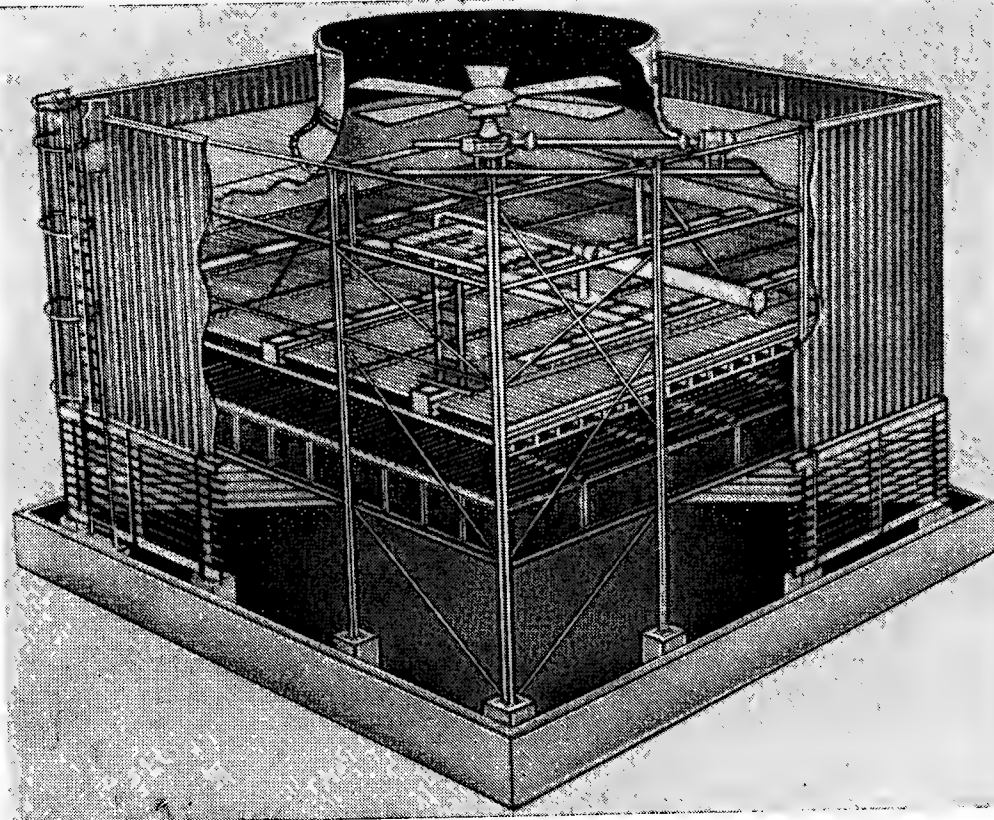


Рис. 3. Градирия с вытяжной вентиляцией и осевым вентилятором (высота башни 6 м, расход воды 250 кг/с при мощности 30 кВт и диаметре лопастей 4,5 м)

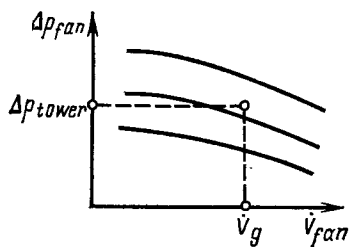


Рис. 4. Рабочие параметры градирни и аэродинамическая характеристика вентилятора

нет необходимости в точном определении плотности воздуха. Тем не менее имеется дополнительный фактор, который должен быть учтен в градирнях с вынужденной тягой, — возможность рециркуляции влажного воздуха в пространстве между входом и выходом. Согласно [2] рециркуляция увеличивается с ростом размеров и в больших градирнях при определенных скоростях ветра может вносить вклад до 20%. Для учета рециркуляции к значениям температуры влажного термометра наружного воздуха должна быть добавлена поправка ΔT_{WB} . Значения ΔT_{WB} зависят от четырех переменных: расхода воды $\dot{M}_w$, расчетной температуры влажного термометра T_{WB} , высоты зоны охлаждения $T_{w,o} - T_{WB}$ и ширины зоны охлаждения $T_{w,o} - T_{w,i}$. Для учета того факта, что рециркуляция ухудшает характеристики только в течение короткого периода по отношению к полному времени работы, в [2] рекомендуется применять значения поправки ΔT_{WB} , соответствующие 60% максимума рециркуляции. На основе этих рекомендаций получены следующие значения ΔT_{WB} с точностью до первого знака после запятой:

$\dot{M}_w, \text{max. м}^3/\text{с} \dots\dots\dots$	0,5	1,0	2,0	4,0	6,0
$\Delta T_{WB}, ^\circ\text{C} \dots\dots\dots$	0,2	0,3	0,5	0,8	0,9

Эти значения получены при $T_{WB} = 17^\circ\text{C}$, $T_{w,o} - T_{WB} = 8,5^\circ\text{C}$, $T_{w,i} - T_{w,o} = 8^\circ\text{C}$. Они увеличиваются при возрастании значений перечисленных параметров. Например, при $T_{WB} = 20^\circ\text{C}$, $T_{w,o} - T_{WB} = 12^\circ\text{C}$ и $T_{w,i} - T_{w,o} = 15^\circ\text{C}$ ΔT_{WB} увеличивается примерно вдвое.

После определения отношения $\dot{M}_w/\dot{M}_g$ можно уточнить расход воздуха, поскольку расход воды $\dot{M}_w$ известен из исходных данных. Затем конструктор должен выбрать площадь сечения насадки, перпендикулярной направлению потока воздуха, и числа вентиляторов, которые будут нагнетать воздух в градирню. Если мощность, потребляемая вентиляторами, окажется неоправданно высокой, можно попытаться увеличить проходное сечение, варьируя размеры вытяжной башни и вентилятора.

Характеристики вентиляторов обычно приводятся в виде графической зависимости полного или статического перепада давлений в вентиляторе от объемного расхода и частоты вращения. В данном случае требуется перепад полного давления, но он равен статическому, если площади проходных сечений на входе и выходе в вентиляторе равны, как это часто бывает в осевых вентиляторах. Для того чтобы подобрать потерю давления в градирне напор вентилятора, удобно использовать объемный расход воздуха, который определяется по известному расходу и плотности, и отложить его значение (рис. 4) на аэродинамической характеристике вентилятора. Затем, зная полный перепад давлений в вытяжной башне, можно определить требуемую частоту вращения вентилятора.

3.12.5. Гибридные градирни

А. Сухие градирни. В сухих градирнях отсутствует прямой контакт между водой и воздухом и насадка заменяется теплообменником, аналогичным автомобильному радиатору. Для градирни с прямым контактом воды и воз-

духа требуется постоянная подпитка, причем объем подпитки воды составляет примерно 3% общего расхода (1% на компенсацию испарения и 2% для поддержания концентрации солей на приемлемом уровне), а это эквивалентно примерно 4 л на 1 кВт·ч. Для сухой градирни этого не требуется. Следовательно, сухие градирни могут применяться в случаях, когда использование градирен испарительного типа невозможно из-за отсутствия источников снабжения водой. Для АЭС большая свобода выбора места строительства имеет особенно важное значение. Сухие градирни не имеют парового шлейфа над вытяжной башней. Они могут быть созданы как с искусственной, так и с естественной тягой, но в данном параграфе основное внимание будет уделено сухим градирням с естественной тягой, поскольку градирни с искусственной тягой ближе к теплообменникам, чем к градирням.

Стоимость сухой градирни при фиксированных требованиях к охлаждению намного больше, чем стоимость градирни с контактом воды и воздуха. В [4] приведены значения стоимости сухой градирни, описанной в [21] для турбогенератора мощностью 120 МВт, которая оказалась примерно в 2 раза больше стоимости градирни испарительного типа. Более того, при заданной мощности размеры сухой градирни должны быть больше. Увеличение стоимости частично связано с заменой сравнительно недорогого насадки теплообменниками и, в какой-то степени, с необходимостью использования вытяжной башни большего размера, чем для градирни с прямым контактом при одинаковой мощности. Потребность в большем расходе воздуха связана с тем, что изменение энтальпии воздуха в сухой градирне должно быть меньше, чем в испарительной, где вода испаряется в воздушном потоке. Несложные расчеты показывают, что для охлаждения воды с температуры 32°C до температуры 20°C при $T_{WB} = 10^\circ\text{C}$ и одинаковых расходах воды в сухой градирне расход воздуха приблизительно в 3,5 раза выше, чем в испарительной.

Влияние разности плотностей воздуха на входе и выходе в вытяжной башне на ее размер можно оценить по (1), § 3.12.3, которое для этой цели может быть переписано в виде

$$d_1^4(z_3 - z_1) = \frac{B \dot{M}_g^2}{\rho_{g,i} - \rho_{g,o}}; \quad B = \frac{8 N_v}{\pi^2 g \rho_{g,i}}. \quad (1)$$

Значение B пропорционально N_v и поэтому зависит от конструкции теплообменников и конфигурации вытяжной башни. Тем не менее ее можно рассматривать как постоянную величину при выбранной конструкции, и в данном случае можно также пренебречь влиянием разности плотностей. Тогда при фиксированной пропорции вытяжной башни диаметр основания и высота $d_1, (z_3 - z_1)$ пропорциональны z_3 , и из (1) следует, что

$$z_3 \sim (\dot{M}_g)^{2/5}.$$

Таким образом, для достижения в сухой градирне такой же мощности, как и в испарительной, при одинаковом соотношении между размерами высота вытяжной башни должна быть увеличена на значение отношения расходов воздуха в степени $2/5$.

Недостатком сухих градирен можно считать то, что плотность сухого воздуха при данной температуре выше, чем влажного. Воздух на выходе из сухой градирни находится в состоянии, далеко от насыщения, тогда как воздух на выходе из насадки в испарительной градирне достаточно близок к насыщению. Следовательно, при данной температуре воды на входе разность плотностей в (1) существенно меньше для сухой, чем для испарительной градирни. Если температура сухого термометра наружного воздуха высока, плотность воздуха на входе $\rho_{g,i}$ будет низкой, а более низкая разность плотностей ухудшает характеристики сухой градирни в большей степени, чем в испарительной.

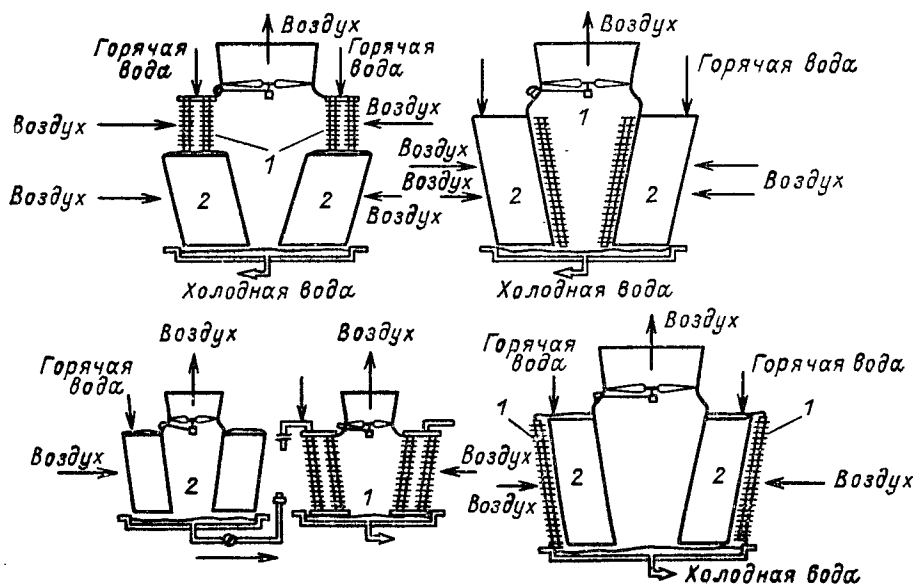


Рис. 1. Компоновка испарительно-сухих градирен:
1 — сухая насадка; 2 — испарительная насадка

Описание конструкции и результатов эксплуатации сухих градирен содержится в [21, 22, 23].

В. Испарительно-сухие градирни. В испарительно-сухих градирнях имеются секции теплообменников, в которых отсутствует прямой контакт воды и воздуха, и секции насадок с прямым контактом воды и воздуха. Сухие секции служат для уменьшения потребностей в подпиточной воде, проблем с паровым шлейфом и выпадением осадков, тогда как насадки, которые более экономичны, существенно уменьшают стоимость градирен по сравнению со стоимостью полностью сухой градирни. Если нет ограничений на расход подпиточной воды и нет необходимости принимать во внимание окружающую среду, испарительные градирни всегда более предпочтительны, чем сухие и испарительно-сухие градирни.

Некоторые случаи возможной компоновки сухих и испарительных секций градирни приведены на рис. 1 [24]. Во всех показанных схемах используются вытяжные вентиляторы и перекрестный ток. Данные схемы применяются при больших расходах воды, поскольку только в этом случае комбинация сухой и испарительной градирен наиболее экономически оправдана. Градирни такого типа более подробно рассматриваются в [25, 26].

С. Градирни с вспомогательной тягой. В градирнях с вспомогательной тягой сопротивление в вытяжной башне преодолевается частично с помощью вентиляторов, расположенных в основании башни, и частично за счет естественной тяги. По заданным требованиям к охлаждению размер башни может быть существенно уменьшен. Соответственно уменьшается ее стоимость, но требуются дополнительные затраты на вентиляторы. Имеется некоторый выигрыш в начальных затратах, но он компенсируется эксплуатационными расходами, и поэтому стоимость уменьшенной градирни все же выше, чем градирни с естественной тягой [4].

На рис. 2 [4] показана схема градирни с вспомогательной тягой для электростанции мощностью 1000 МВт. Вытяжная башня имеет высоту 117 м, диаметр ее основания 86 м. Вокруг основания расположены насадки, омываемые перекрестным потоком, и 35 вентиляторов, которые потребляют мощность 6 МВт, т. е. 0,6% мощности станции. Более подробно эта градирня рассмотрена в [27].

Д. Охлаждение с замкнутым контуром. Сухие и испарительные градирни предназначены в основном для передачи теплоты от теплоносителей (как правило, конденсируемого пара) в атмосферу. В испарительных градирнях охлаждающая вода низкого качества используется как промежуточная среда. В охладителях с замкнутым контуром пучки труб теплообменника или конденсатора размещаются внутри вытяжной башни и теплоноситель протекает внутри труб. Пучок труб используется в этом случае в качестве насадки, через которую циркулирует охлаждающая вода. Она, в свою очередь, охлаждается потоком воз-

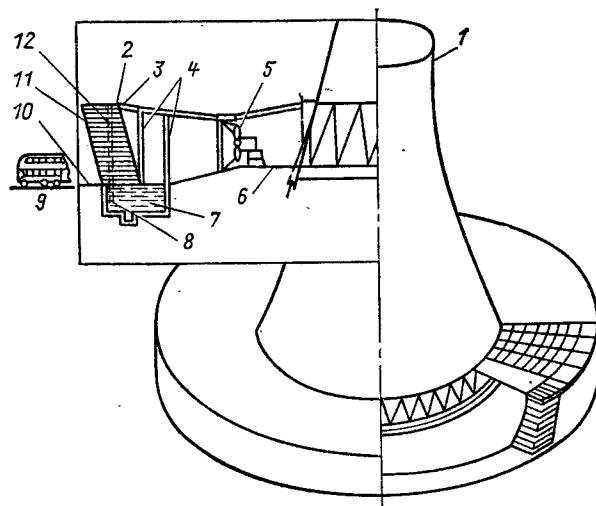


Рис. 2. Градирня с вспомогательной циркуляцией для станции мощностью 1000 МВт (высота башни 117 м, наружный диаметр 172 м):

1 — вытяжная башня; 2 — деревянная насадка; 3 — водораспределитель; 4 — водоотделитель; 5 — вентилятор; 6 — внутренний тракт воздуха; 7 — водосборный бассейн; 8 — дренажная труба; 9 — входная подъемная труба; 10 — наружные жалюзи; 11 — уровень грунта; 12 — дубл-декер

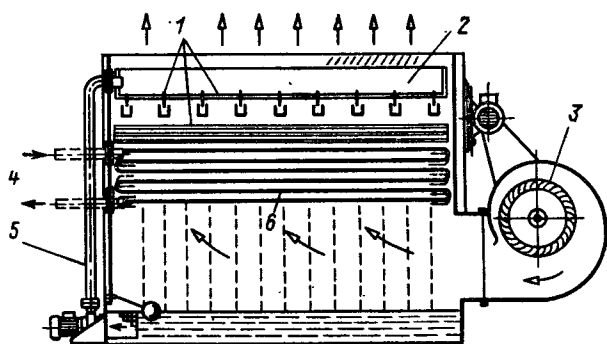


Рис. 3. Испарительный охладитель с замкнутым контуром:

1 — водораспределительная система; 2 — водоотделитель; 3 — вентилятор; 4 — первый контур; 5 — второй контур; 6 — пучок труб

духа, который подается, как правило, вентилятором, при этом охлаждающая вода циркулирует не по специальным каналам, а через систему распределения стекает в нижний бассейн. Как и в сухой градирне, теплоноситель остается в замкнутом контуре, но преимущество испарительной градирни по сравнению с сухой (более высокое изменение энтальпии потока воздуха) остается неизменным. На рис. 3 представлена схема такого охладителя. В [28] рассмотрена возможность применения оребренных труб. Этот тип градирни используется при небольших количествах отводимой теплоты в технологических процессах, но в принципе может быть вполне экономичным и для электростанций.

При расчете охладителей с замкнутым контуром должны быть рассмотрены процессы передачи теплоты от жидкости в трубах к циркулирующей воде и тепло- и массопередача между циркулирующей водой и воздухом. Основы расчета градирни такого типа описаны в [29], а в [28] приведены эмпирические соотношения для коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности труб.

Раздел 3.13

СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Ш л у н д е р

3.13.1. Введение

Сушильные установки предназначены для удаления воды или растворов из твердых материалов посредством испарения. Пасты, суспензии и жидкие растворы также могут быть подвергнуты сушке. Влияние сушки на качество высушенного продукта зависит от условий протекания процесса. Использование быстрого процесса при высоких температурах приводит к уменьшению требуемого размера сушильной установки, но такой процесс может стать причиной разрушения твердого продукта за счет слишком быстрого сжатия и образования трещин. Выбор условий сушки — принятие компромиссного решения, удовлетворяющего этим двум требованиям: минимизации размеров сушильной установки и оптимизации свойств высушенного материала. Должны также приниматься во внимание затраты энергии.

После выбора типа сушильной установки должны быть определены размеры, схема процесса сушки и характеристики. Схема движения и характеристики находятся из уравнений баланса массы и энергии. Очень полезной при этом является диаграмма Моллье, которая представляет собой соотношение между энтальпией, влажностью и температурой сушильного агента.

Определение размеров сушильной установки основано на так называемой скорости сушки M , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, которая зависит от содержания влаги в материале (отношение массы жидкости к массе сухого продукта) Y . Скорость сушки равна количеству пара в килограммах, удаляемого с квадратного метра материала за секунду. Как правило, скорость сушки должна быть определена в лабораторных условиях на образце материала. Было предпринято много попыток по определению скорости сушки на основе теории тепло- и массопереноса. Эти попытки имели лишь частичный успех. Обычно параметры, которые вводятся при теоретическом исследовании, недоступны для измерения. Поэтому хорошее сочетание лабораторных и аналитических исследований является наиболее быстрым и надежным путем определения скорости сушки.

Знание скорости сушки позволяет определить время сушки и распределение его в полномасштабной установке. Во многих случаях ее легко определить, например, в непрерывных сушильках с определенным направлением движения материала (конвейерные сушилки). В распыли-

тельных с псевдоожженным слоем, с пневматическим слоем и ротационных сушильках время сушки материала с трудом поддается определению. Характеристики различных конструкций сушильных установок приведены в табл. 1, а их схемы — на рис. 1—15.

Таблица 1. Производительность и потребление энергии в сушильных установках различного типа

Номер рисунка	Установка	Скорость испарения, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ или $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$	Расход энергии, $\text{кДж}/\text{кг}$
1	Сушильное помещение	20	5000—6000
2	Камерная с нормальным давлением	0,1—15	5000—13 000
3	Камерная с вакуумированием	0,1—1	3000—5000
4	Туннельная		5500—6500
5	Конвейерная		4000—6000
6	Струйно-ударная	50	5000—7000
7	Полочная	4—8	3500—9000
8	Ротационная	30—80	4600—9200
9	Центробежная	90	3000—4000
10	С псевдоожженным слоем		
11	С пневматическим слоем при диаметре частиц, мм:		
	0,5	[100]	4600—9200
	1	[20]	—
	5	[4]	—
12	Спирально-трубчатая	[500]	3500
13	Распылительная	[1—50]	4600—11 500
14	Вальцовая для паст	7—25	3200—6500
15	С продольной мешалкой	5—15	3700—6500

Цифры без скобок — скорость испарения воды, выраженная в $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, в квадратных скобках — в $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$.

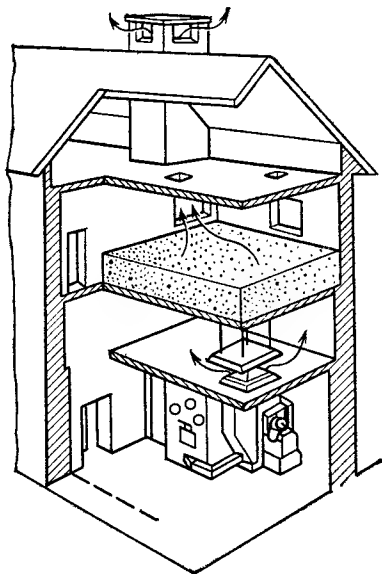


Рис. 1. Сушильное помещение

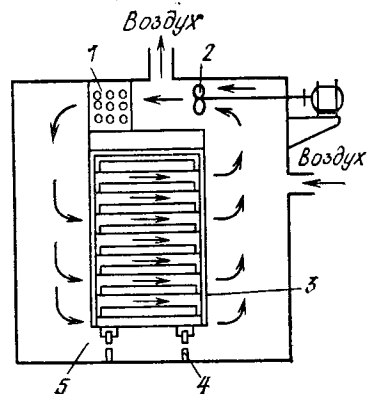


Рис. 4. Туннельная сушилка:

1 — нагреватель; 2 — вентилятор; 3 — подставки; 4 — рельсы; 5 — сушильная камера

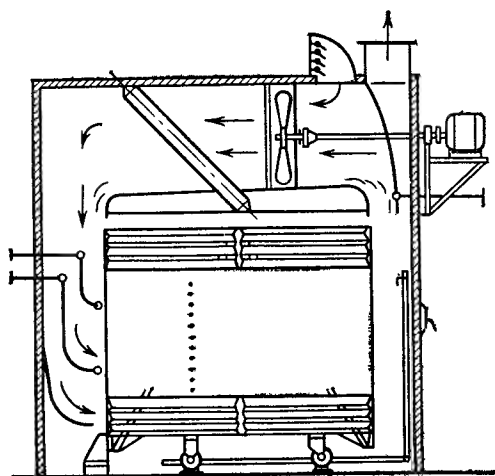


Рис. 2. Камерная сушилка с нормальным давлением

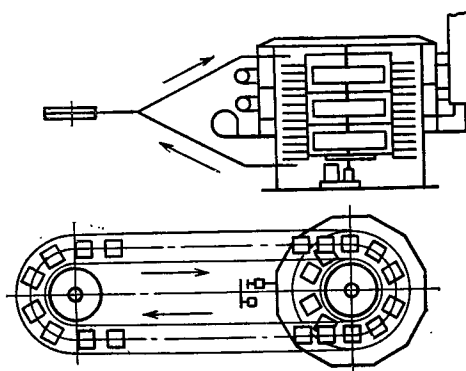


Рис. 5. Конвейерная сушилка

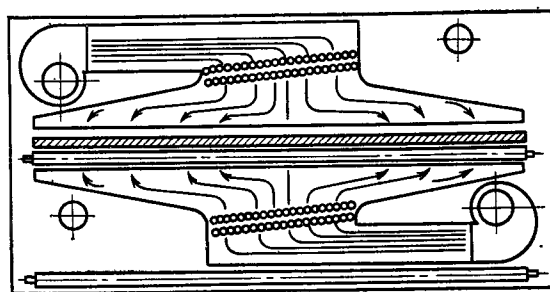


Рис. 6. Струйно-ударная сушилка

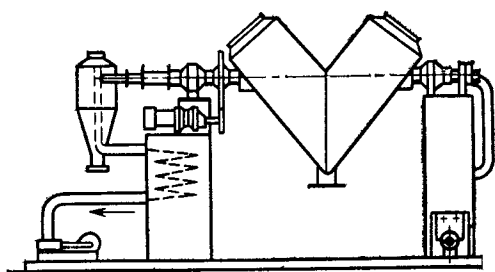


Рис. 3. Камерная сушилка с вакуумированием

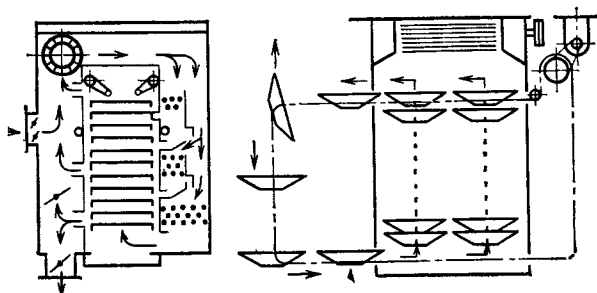


Рис. 7. Полочная сушилка

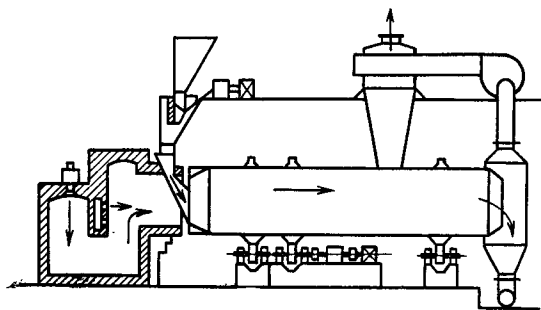


Рис. 8. Ротационная сушилка

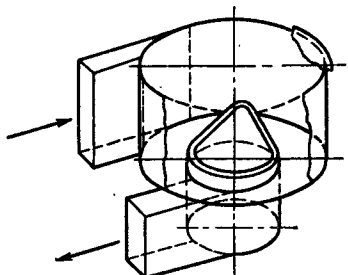


Рис. 9. Центробежная сушилка

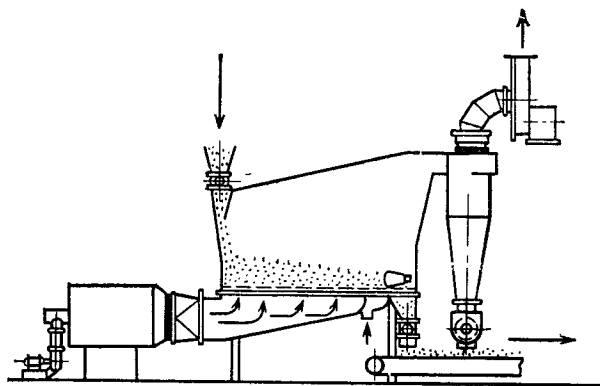


Рис. 10. Сушилка с псевдоожиженным слоем

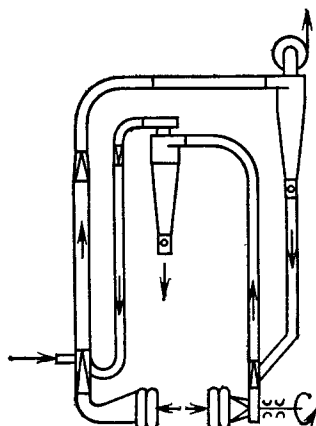


Рис. 11. Сушилка с пневмослоем

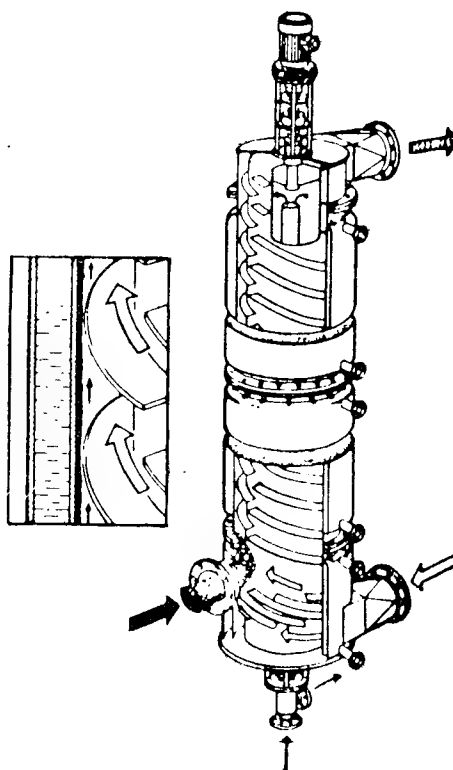


Рис. 12. Сушилка со спиральной трубой

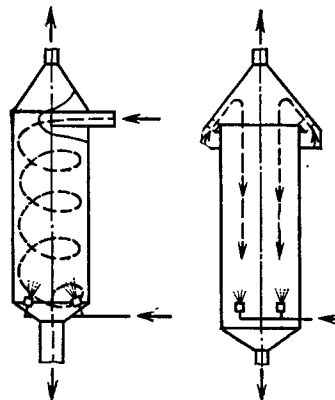


Рис. 13. Распылительная сушилка

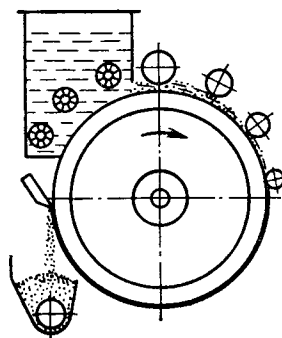


Рис. 14. Вальцовая сушилка для пастообразных материалов

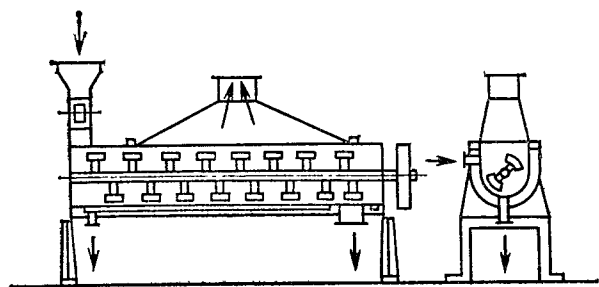


Рис. 15. Сушилка с продольной мешалкой

3.13.2. Процесс сушки и его характеристики

А. Диаграмма Моллье. В большинстве случаев в качестве сушильного агента применяется воздух. В процессе сушки теплота передается от воздуха к материалу, а пар переходит из материала в воздух. Совместные процессы передачи теплоты и массы приводят к изменению энтальпии и концентрации пара в сушильном агенте. Эти изменения удобно представить в виде диаграммы «энтальпия — концентрация» для влажного воздуха, так называемой диаграммы Моллье, которая показана на рис. 1 (см. также [1]).

Энтальпия влажного воздуха равна:

$$h = c_{p,a} T + X (\Delta h_v^0 + c_{p,v} T), \quad (1)$$

где $c_{p,a}$ — теплоемкость сухого воздуха, Дж/(кг·К); $c_{p,v}$ — теплоемкость чистого пара, Дж/(кг·К); Δh_v^0 — теплота испарения при температуре 0 °С, Дж/кг; X — паросодержание или абсолютная влажность, кг/кг (килограмм пара на килограмм сухого воздуха); T — температура, °С; h — энтальпия влажного воздуха, Дж/кг; ϕ — относительная влажность, равная отношению парциального давления пара к давлению насыщения пара при данной температуре $p_v^*(T)$.

Абсолютная влажность может быть вычислена по парциальному давлению p_v и полному давлению p :

$$X = 0,622 p_v / (p - p_v), \quad (2)$$

где множитель 0,622 — отношение газовых постоянных R_a/R_v . Уравнения (1) и (2) получены в предположении, что воздух и пар можно рассматривать как идеальные газы. Если парциальное давление p_v равно давлению насыщения p_v^* , воздух считается насыщенным паром и относительная влажность ϕ равна единице. Соответствующие значения энтальпии и абсолютной влажности равны $h^*(T)$ и $X^*(T)$.

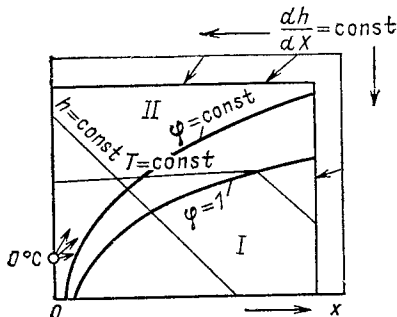


Рис. 1. Диаграмма Моллье для влажного воздуха при постоянном давлении:

I — перенасыщенная область (туман); II — ненасыщенная область

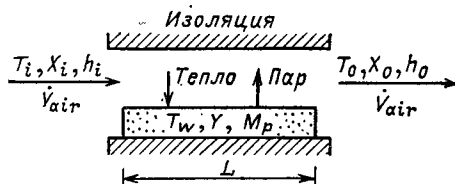


Рис. 2. Сушка пористого материала горячим воздухом

В. Баланс энергии и массы. Диаграмма Моллье представляет собой изменение состояния сушильного агента в процессе конвективной сушки и позволяет определить температуру высушиваемого материала простым графическим способом. На рис. 2 показана схематически установка для конвективной сушки. Горячий и сухой воздух с температурой T_i , влажностью X_i и энтальпией h_i поступает в сушильную установку. На выходе при длине участка сушки L эти величины принимают значения T_o , X_o , h_o . Температура влажного материала равна T_w , и влагосодержание равно Y , кг/кг (килограмм жидкости на килограмм сухого продукта). Уравнение баланса энергии для такой сушильной установки имеет вид

$$\rho_a \dot{V}_a (h_i - h_o) dt = - M_p dh_p, \quad (3)$$

где $(\dot{V})_a$ — массовая скорость воздуха, кг/с; dt — интервал времени; M_p — масса сухого материала; dh_p — изменение энтальпии материала, которое определяется по соотношению

$$h_p = (c_{p,p} + Y c_{p,i}) T_w. \quad (4)$$

Уравнение баланса массы может быть записано в виде

$$\rho_a \dot{V}_a (X_i - X_o) = - M_p dY. \quad (5)$$

Если температура высушиваемого материала не изменяется в процессе сушки, (3) может быть записано как

$$dh_p = - c_{p,i} T_w dY. \quad (6)$$

После несложных преобразований с использованием уравнений баланса получаем

$$\frac{h_i - h_o}{X_i - X_o} = c_{p,i} T_w. \quad (7)$$

При длине сушильной установки, равной бесконечности, можно утверждать, что h_o , X_o стремятся к значениям, соответствующим насыщенному состоянию $h_w^*(T_w)$ и $X_w^*(T_w)$. Это означает, что соотношение

$$\frac{h_i - h_w^*(T_w)}{X_i - X_w^*(T_w)} = c_{p,i} T_w \quad (8)$$

справедливо. Это уравнение формально идентично уравнению, описывающему изотерму туманообразования на диаграмме Моллье. На рис. 3 показано, что при данных значениях параметров охлаждающего агента на входе T_1 , X_1 , h_1 температура материала T_w может быть найдена выбором изотермы туманообразования, которая пересекает точку, соответствующую начальным условиям, при продолжении этой изотермы в ненасыщенную область. Изотермы туманообразования, продолженные в ненасыщенную область, называются линиями постоянных значений температуры влажного термометра, потому что влажный термометр, вставленный в воздушный поток с параметрами T_1 и X_1 или T_2 , X_2 вдоль этой линии, будет измерять температуру T_w .

С. Температура влажного термометра. Определение температуры влажного термометра T_w по уравнениям балан-

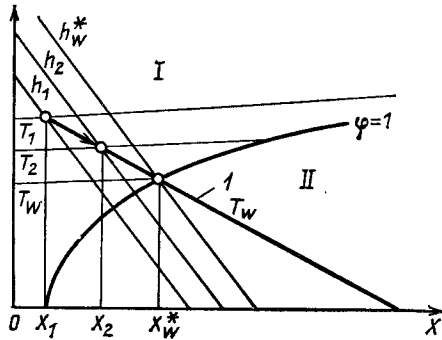


Рис. 3. Линии постоянных значений температуры влажного термометра на диаграмме Моллье: I — ненасыщенная область; II — перенасыщенная область; 1 — изотерма туманообразования

са энергии и массы применяется лишь тогда, когда температура влажного материала постоянна во времени и пространстве сушильной установки. В действительности это справедливо лишь при испарении влаги с поверхности материала и равенстве отношения коэффициента теплоотдачи к коэффициенту массоотдачи значению теплоемкости влажного воздуха, отнесенной к единице объема:

$$\alpha/\beta = \rho_g c_{pg}. \quad (9)$$

Уравнение (9) называется законом Льюиса. При этом скорость сушки не должна быть слишком высокой.

Закон Льюиса хорошо выполняется для смесей воздуха и водяного пара. Из аналогии между тепло- и массопереносом можно получить соотношение

$$\alpha/\beta = \rho_g c_{pg} Le^m, \quad (10)$$

где $m=0,6$ и $0,7$; Le — число Льюиса, равное k/δ (причем k и δ — коэффициенты диффузии теплоты и массы). Это число близко к единице для смесей воздуха и водяного пара, поэтому (9) справедливо. Для других растворов, которые испаряются в воздух, $Le \approx 2-5$. В этих случаях линия постоянной температуры влажного термометра на диаграмме Моллье не является прямой и температура материала несколько увеличивается в направлении потока воздуха. Тем не менее на практике этим изменением температуры часто пренебрегают.

Действительно, факт, что температура материала в процессе сушки практически не изменяется до тех пор, пока влага испаряется с поверхности материала, вытекает из баланса энергии и массы в стационарном состоянии. Поэтому общее выражение для определения температуры влажного термометра может быть получено из основных законов тепло- и массопереноса. Этот вывод представлен ниже.

Тепловой поток $\dot{q}$, передаваемый от сушильного агента к поверхности материала,

$$\dot{q} = \alpha (T - T_w), \quad (11)$$

а поток массы с поверхности к сушильному агенту определяется как

$$\dot{N}_v = \tilde{\rho}_g \beta (\tilde{x}_w - \tilde{x}), \quad (12)$$

где $\tilde{\rho}$ — мольная плотность влажного воздуха $\tilde{\rho} = p/\tilde{R}T$; $\tilde{N}_v$ — мольный поток пара; $\tilde{x}$ — мольная концентрация пара в сушильном агенте. Уравнения (11), (12) применяются, если мольные концентрации $\tilde{x}$ и $\tilde{x}_w$ невелики, т. е. $\tilde{x} < \tilde{x}_w \ll 1$.

Из уравнения баланса энергии следует

$$\dot{q} = \dot{N}_v \Delta \tilde{h}_v (T_w), \quad (13)$$

где $\Delta \tilde{h}_v (T_w)$ при температуре T_w находится по значениям при нормальных условиях по зависимости

$$\Delta \tilde{h}_v (T_w) = \Delta \tilde{h}_v^0 - (\tilde{c}_p, i - \tilde{c}_p, v) T_w. \quad (14)$$

Предполагая термодинамическое равновесие на поверхности материала так, что $\tilde{x}_w = \tilde{x}_w^* (T_w)$, из уравнения сохранения энергии получаем

$$\alpha (T - T_w) = \tilde{\rho}_g \beta (\tilde{x}_w^* - \tilde{x}) [\Delta \tilde{h}_v^0 - (\tilde{c}_p, i - \tilde{c}_p, v) T_w]. \quad (15)$$

Полагая, что в соответствии с законом Льюиса

$$\frac{\alpha}{\tilde{\rho}_g \beta} = c_{pg} = (1 - \tilde{x}) \tilde{c}_p, a + \tilde{x} \tilde{c}_p, v, \quad (16)$$

уравнение (15) можно привести к виду

$$\begin{aligned} & \tilde{c}_p, a T + \frac{\tilde{x}}{1 - \tilde{x}} (\Delta \tilde{h}_v^0 + \tilde{c}_p, v T) - \\ & - \left[\tilde{c}_p, a T_w + \frac{\tilde{x}_w^*}{1 - \tilde{x}_w^*} (\Delta \tilde{h}_v^0 + \tilde{c}_p, v T_w) \right] = \\ & = \left(\frac{\tilde{x}}{1 - \tilde{x}} - \frac{\tilde{x}_w^*}{1 - \tilde{x}_w^*} \right) \tilde{c}_p, i T_w. \end{aligned} \quad (17)$$

При $\tilde{x} < \tilde{x}_w \ll 1$ мольные концентрации могут быть заменены абсолютной влажностью

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{x}_w^*}{1 - \tilde{x}_w^*} & \approx \frac{\tilde{M}_v}{\tilde{M}_a} X_w^*; \\ \frac{\tilde{x}}{1 - \tilde{x}} & = \frac{\tilde{M}_v}{\tilde{M}_a} X. \end{aligned}$$

Далее $\tilde{M}_a c_{p, a} = c_{p, a}$, $\tilde{M}_v \tilde{c}_p, v = c_{p, v}$ и $\tilde{M}_v \Delta \tilde{h}_v^0 = \Delta h_v^0$, и уравнение (17) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} & c_{p, a} T + X (\Delta h_v^0 + c_{p, v} T) - \\ & - [c_{p, a} T_w + X_w^* (\Delta h_v^0 + c_{p, v} T_w)] = \\ & = (X - X_w^*) c_{p, i} T_w. \end{aligned} \quad (18)$$

Заменяя первую часть уравнения энтальпией h^* и h_w^* , соответственно получаем

$$h - h_w^* = (X - X_w^*) c_{p, i} T_w. \quad (19)$$

Это уравнение идентично уравнению (8).

Таким образом, показано, что более общий подход на основе основных уравнений тепло- и массопереноса приводит к такому же выражению для температуры влажного термометра, как и полученное из уравнений баланса энергии и массы, при условии, что справедлив закон Льюиса и мольные концентрации значительно меньше единицы.

При этих условиях можно также учесть влияние дополнительного переноса теплоты излучением $\dot{q}_r$ на температуру влажного термометра. В этом случае уравнение баланса энергии на поверхности материала имеет вид

$$\alpha (T - T_w) + \dot{q}_r = \dot{N}_v \Delta \tilde{h}_v (T_w). \quad (20)$$

Определяя фиктивную температуру T_a сушильного агента по соотношению

$$T_{app} = T + \dot{q}_r / \alpha, \quad (21)$$

получаем уравнение

$$\alpha (T_a - T_w) = \dot{N}_v \Delta \tilde{h}_v (T_w), \quad (22)$$

которое формально идентично уравнению (13) и поэтому приводит к таким же значениям $T_w = T_w(T_a, X)$ (рис. 4).

Однако не следует забывать, что T_{app} является фиктивной температурой, зависящей от коэффициента тепло-

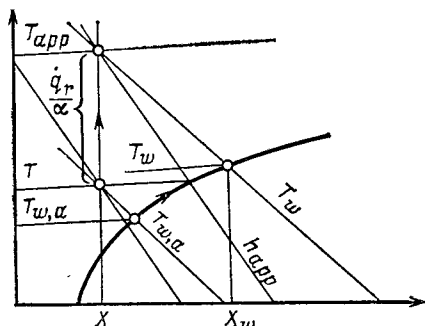


Рис. 4. Влияние излучения на температуру влажного термометра

отдачи α , значение которого очень велико на передней кромке материала и убывает в направлении потока. Поэтому температура материала близка к адиабатической температуре влажного термометра T_w и увеличивается в направлении потока. Изменение свойств сушильного агента T, h, X вдоль потока должно быть вычислено последовательно численными методами.

Если скорость сушки очень велика вследствие высокой температуры сушильного агента и молярная концентрация $\tilde{x}_w^*$ порядка единицы, то температура влажного термометра вычисляется по формуле

$$T - T_w = \left\{ \frac{\Delta \tilde{h}_v}{c_{p,v}} + \frac{\dot{q}_r}{\alpha} \frac{1}{\ln \left[1 + (\tilde{x}_w^* - \tilde{x}) / (1 - \tilde{x}_w^*) \right]^\mu} \right\} \times \left[\left(1 + \frac{\tilde{x}_w^* - \tilde{x}}{1 - \tilde{x}_w^*} \right)^\mu - 1 \right], \quad (23)$$

где

$$\mu = \frac{\tilde{\rho}_g c_{p,v} \beta}{\alpha}, \quad (24)$$

или с учетом (10)

$$\mu = \frac{c_{p,v}}{(1 - \tilde{x}) \tilde{c}_{p,v} + \tilde{x} c_{p,v}} \text{Le}^{-0,66}. \quad (25)$$

Расчеты по (23) показали, что μ почти не зависит от температуры T и влажности X сушильного агента. Для систем воздух—водяной пар μ приблизительно равно 1,3, а для системы воздух—пары декана μ примерно равно 3,8 [2].

Д. Описание процесса сушки по диаграмме Моллье. Очень простым типом сушильной установки является туннельная установка, которая схематически показана на рис. 5. Баланс масс для летучих компонентов имеет вид

$$\dot{M}_p Y_i + \dot{M}_a X_i = \dot{M}_p Y_o + \dot{M}_a X_o. \quad (26)$$

Баланс энергии

$$\dot{Q}_h + \dot{M}_p h_{p,i} + \dot{M}_a h_\infty = \dot{Q}_{tr} + \dot{M}_p h_{p,o} + \dot{M}_a h_o. \quad (27)$$

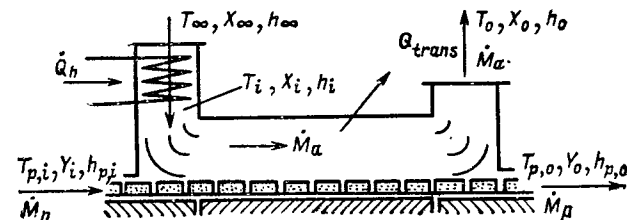


Рис. 5. Схема туннельной сушки

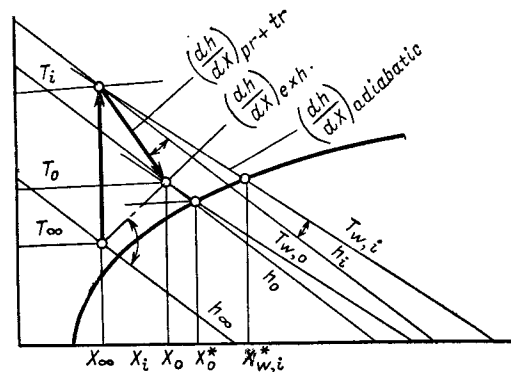


Рис. 6. Баланс энергии и массы на диаграмме Моллье

Энтальпия сушильного агента определена по (1) и энтальпия материала h_p — по (4), которые применяются, только если Y означает свободное содержание влаги. Для сильно гигроскопичных материалов должна быть учтена энергия сорбции.

На рис. 6 балансы массы и энергии показаны на диаграмме Моллье. Наружный воздух с параметрами T_∞, X_∞ и h_∞ нагревается в подогревателе с мощностью $\dot{Q}_h$ до значений T_i и h_i , тогда как значение X остается неизменным, так что $X_i = X_\infty$. Если температура материала не изменяется, т. е. $T_{w,o} = T_{w,i}$, не учитывается энергия сорбции и отсутствуют тепловые потери, т. е. $\dot{Q}_{tr} = 0$, то состояние воздуха должно изменяться вдоль линии $(dh/dX)_{adiabatic}$ и температура материала должна быть равна $T_{w,i}$ вдоль всего потока. Однако, как правило, $T_{w,o}$ отличается от $T_{w,i}$. Некоторое количество энергии сорбции участвует также в общем балансе, и неизбежны тепловые потери. Поэтому состояние воздуха изменяется вдоль линии $(dh/dX)_{pr+tr}$, температура материала изменяется от $T_{w,i}$ до $T_{w,o}$ и может принять значения, достаточно близкие к температуре воздуха на выходе T_o .

Потребление энергии $\dot{Q}_h$ в этом процессе сушки на единицу массы испаряемой жидкости определяется из соотношения

$$\frac{\dot{Q}_h}{\dot{M}_v} = \left(\frac{dh}{dX} \right)_{exh} + \frac{\dot{Q}_{tr} + \dot{M}_p (h_{p,o} - h_{p,i})}{\dot{M}_v}, \quad (28)$$

где $(dh/dX)_{exh}$ — потребление энергии на единицу массы испаренной жидкости вследствие изменения энтальпии

Таблица 1. Потребление энергии в сушильных установках различного типа

Тип установки	Полный расход энергии, кДж/кг *	Расход энергии на изменение энтальпии материала и потери, кДж/кг *
Туннельная	5500—6500	1800—2700
Ротационная	4600—9200	800—5500
С пневматическим слоем	4600—9200	800—5500
Распылительная	4600—11 500	800—5500
С мешалками	3200—6500	
	3700—6500	

* На удаление 1 кг H_2O .

сушильного агента и

$$\frac{\dot{Q}_{tr} + \dot{M}_p (h_{p,o} - h_{p,i})}{\dot{M}_v} = - \left(\frac{dh}{dX} \right)_{p+tr}, \quad (29)$$

т. е. сумма расхода энергии на изменение энтальпии материала и тепловых потерь. В табл. 1 приведены данные по потреблению энергии как для $\dot{Q}_h/\dot{M}_v$, так и для $-(dh/dX)_{p+tr}$ для нескольких типов сушильных установок. Как следует из табл. 1, полный расход энергии в сушильной установке в 2—3 раза больше, чем требуется для испарения воды.

3.13.3. Определение скорости суши

Скорость суши — dY/dt зависит в основном от влагосодержания материала. На рис. 1 показана типичная функция скорости суши при постоянных условиях суши, т. е. при постоянных значениях температуры T_∞ , влажности X_∞ , давлении p и коэффициенте массоотдачи β_g :

$$-(\dot{M}_s/A) (dY/dt) = \dot{M}_v = f(Y),$$

где $\dot{M}_s$ — количество сухого материала; A — площадь поверхности. Процесс суши начинается с начального значения влагосодержания Y , и скорость суши остается постоянной до тех пор, пока не будет достигнуто значение так называемого критического влагосодержания Y_{cc} . В течение периода суши с постоянной скоростью (режим I) жидкость испаряется непосредственно с наружной поверхности материала A . Для замены испаренной с поверхности жидкости достаточно действия капиллярных сил. Температура материала в стационарном состоянии совпадает с температурой влажного термометра T_{WB} .

При достижении критического значения влагосодержания функция скорости испарения качественно изменяется. Капиллярных сил уже недостаточно для передачи жидкости к поверхности. Слой сухого материала образует дополнительно сопротивление тепло- и массоотдаче, которое снижает скорость суши в режиме II.

При низком содержании влаги достигается второе критическое значение влагосодержания Y_{ch} , которое обусловлено влиянием процессов сорбции и снижением давления пара в жидкости. Этот дополнительный механизм приводит к снижению скорости суши до нуля при влагосодержании, соответствующем гигроскопическому равновесию, которое зависит от температуры T_∞ , влажности $\varphi_\infty(X_\infty)$ и давления p сушильного агента. Такие зависимости называются изотермами сорбции и приведены на рис. 2 ($\varphi_\infty = p_{v,\infty}/p_v^*(T_\infty) = \tilde{x}_\infty/\tilde{x}_\infty^*(T_\infty)$ — относительная влажность при T_∞). Режим III называется гигроскопическим режимом.

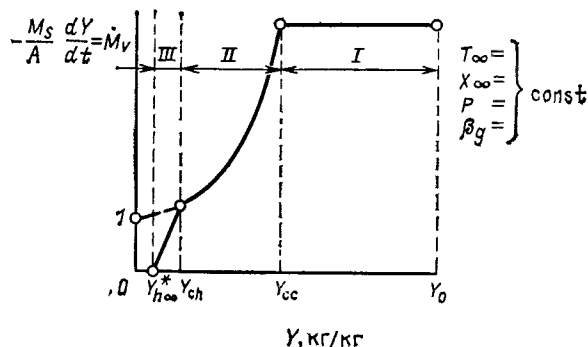


Рис. 1. Функция скорости суши пористой пластины: I — режим постоянной скорости суши; II, III — режимы с уменьшением скорости суши

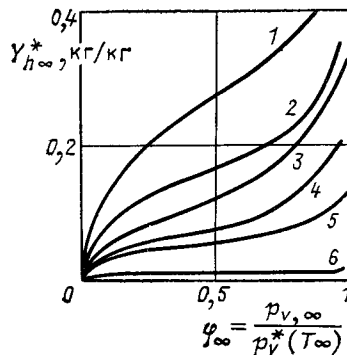


Рис. 2. Изотермы сорбции для различных материалов при 20°C: 1 — вискоза; 2 — кожа; 3 — шерсть; 4 — бумага; 5 — асбест; 6 — резина

На практике не всегда протекают все три режима. Начальное влагосодержание может быть меньше Y_{cc} и больше Y_{ch} , а Y_{ch} может быть настолько большим, что материал сохнет только в гигроскопическом режиме.

Для определения скорости суши в период постоянной скорости (режим I) можно применить следующее уравнение:

$$\dot{M}_{v,I} = \tilde{M}_v \tilde{\rho}_g \beta_g \ln \frac{1 - \tilde{x}_\infty}{1 - \tilde{x}_{WB}(T_{WB})}, \quad (1)$$

Здесь $\tilde{M}_v$ — молекулярная масса испаряемой жидкости (обычно воды, $\tilde{M}_v = 18$ кг/кмоль); $\tilde{\rho}_g$ — молярная плотность сушильного агента: $\tilde{\rho}_g = p/\tilde{R}T_{av}$; $\tilde{x}_{WB}(T_{WB})$ — молярная концентрация пара при температуре влажного термометра; $\tilde{x}_{WB} = p_v(T_{WB})/p$, где $p_v(T_{WB})$ — давление пара при температуре влажного термометра; β_g — коэффициент массоотдачи между наружной поверхностью A и сушильным агентом, который определяется по соотношениям, приведенным в ч. 2, т. 1.

Если молярная концентрация $\tilde{x}_{WB}(T_{WB})$ мала (много меньше 1), (1) упрощается:

$$\dot{M}_{v,I} = \tilde{M}_v \tilde{\rho}_g \beta_g (\tilde{x}_{WB}(T_{WB}) - \tilde{x}_\infty), \quad (1a)$$

или

$$\dot{M}_{v,I} \cong \tilde{M}_v \rho_g \beta_g (x_{WB}(T_{WB}) - x_\infty). \quad (1b)$$

Скорость суши в режимах II и III должна определяться экспериментально. Для определения скорости суши в этих режимах было сделано много попыток, но основные параметры, такие, как коэффициенты диффузии и теплопроводность (которые зависят от температуры и влагосодержания), как правило, неизвестны.

Существуют два типа скорости суши. Тип А относится к очень гигроскопичным материалам, таким, как шерстяные ткани. Скорости суши таких материалов приведены на рис. 3. Параметрами являются расход воздуха $\dot{M}_a$, проходящего через ткани, и температура T_E . Нормализуя эти функции введением нормирующей скорости суши

$$\dot{v} = \frac{\dot{M}_v}{\dot{M}_{v,I}(T_\infty, X_\infty)} \quad (2)$$

и нормализованного влагосодержания

$$\eta = \frac{Y - Y_{h,\infty}}{Y_{cc} - Y_{h,\infty}}, \quad (3)$$

можно обнаружить, что результирующая кривая не зависит ни от температуры, ни от расхода воздуха (рис. 4 и

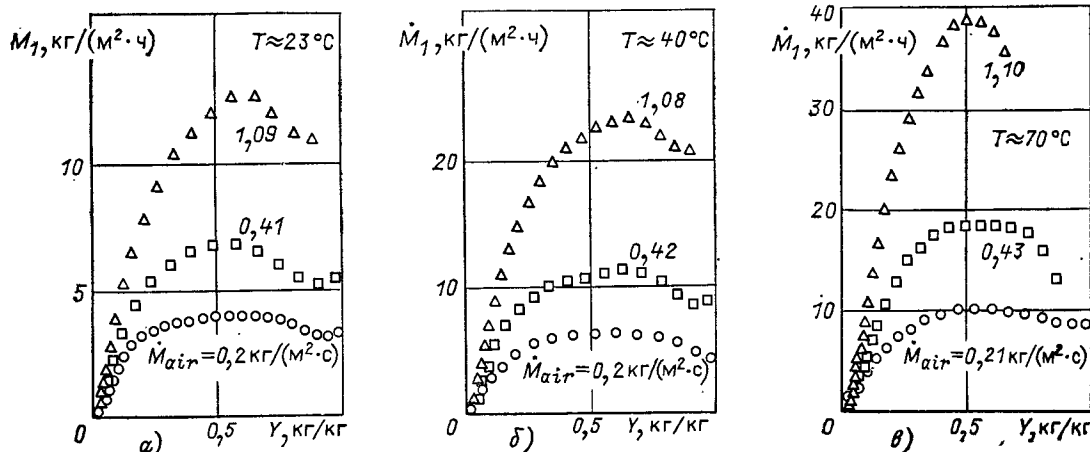


Рис. 3. Скорость сушки $M_v(Y)$ шерстяного материала при различных расходах воздуха:
а — при 23° С; б — при 40° С; в — при 70° С (тип А)

[3—5]). Это очень удобно при проектировании и поверочном расчете сушильных установок.

Тип В относится к слабогигроскопичным материалам, таким, как сферические частицы из алюмосиликата. Нормализованные экспериментальные значения скорости сушки таких частиц в псевдооживленном слое приведены на рис. 5. Видно, что нормализованные скорости сушки существенно зависят от температуры воздуха, в особенности при низком влагосодержании. Этот результат в принципе согласуется с расчетом по так называемой модели сжимающей зоны [2]. Поэтому можно считать установленным, что скорости сушки, полученные при низких температурах и затем экстраполированные в область высоких температур, всегда консервативны при условии, что первоначальная структура сухого материала не подвергается существенным изменениям.

Если для верхних и нижних температур известны экспериментальные значения скорости сушки [6, 7], значения скорости сушки для обоих типов материалов А и В находятся между ними.

Критическое значение влагосодержания во многих случаях почти постоянно. Это значение может, однако, изменяться таким образом, что Y_{cc} увеличивается при росте $\dot{M}_v$ [7, 8].

3.13.4. Определение времени сушки при однородной структуре материала

Определение времени, которое требуется для сушки материала с начальным влагосодержанием Y_0 до влагосодержания Y_e , основано на нормализованной функции скорости сушки:

$$\dot{M}_v = \dot{M}_{v,I}(T_\infty, X_\infty, \beta_g) \dot{v}(\eta), \quad (1)$$

где $\dot{M}_{v,I}$ — скорость сушки в режиме I, которая зависит от коэффициента массоотдачи β_g и должна быть вычислена по (1), (1a), (1b), § 3.13.3, соответственно, тогда как $\dot{v}(\eta)$, как правило, определяется при лабораторных испытаниях материала.

Основное уравнение (1) рассматривается совместно с соответствующим законом сохранения для испаряющейся жидкости:

$$\dot{M}_v A = M_s \frac{\partial Y}{\partial t}. \quad (2)$$

В результате можно получить уравнение

$$\frac{\partial \eta}{\partial \tau} + \dot{v}(\eta) = 0, \quad (3)$$

в котором нормализованное влагосодержание η определяется по (3), § 3.13.3, и безразмерное время сушки

$$\tau = \frac{M_v, I A}{M_s (Y_{cc} - Y_{h\infty})} t. \quad (4)$$

Отношение $M_s (Y_{cc} - Y_{h\infty}) / \dot{M}_{v,I} A = t_{OM}$ представляет собой время, необходимое для высушивания материала от влагосодержания Y_{cc} до $Y_{h\infty}$ при постоянной скорости сушки $\dot{M}_{v,I}$. Поскольку действительная скорость сушки $\dot{M}_v$ почти всегда меньше, чем $\dot{M}_{v,I}$, истинное время сушки в режиме с падением скорости почти всегда больше, чем t_{OM} . Тем не менее t_{OM} позволяет получить представление о порядке времени сушки (секунды или недели).

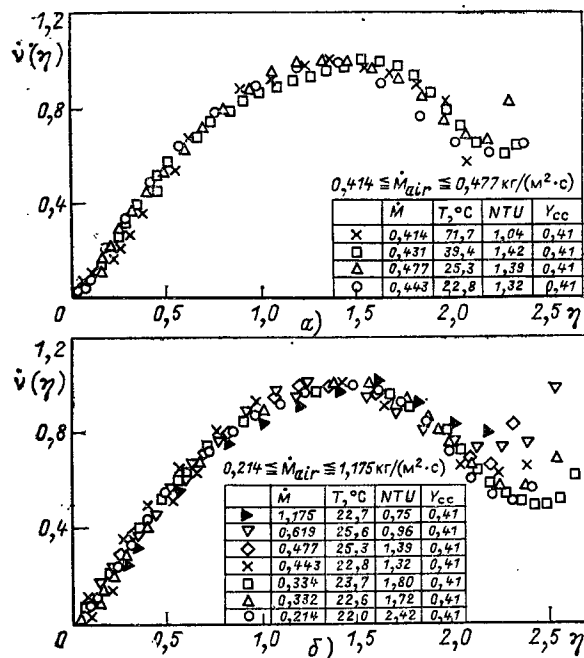


Рис. 4. Нормализованная функция скорости сушки $\dot{v}(\eta)$ для шерстяного материала при различных температурах воздуха на входе (а) и при различных расходах воздуха (б) (тип В)

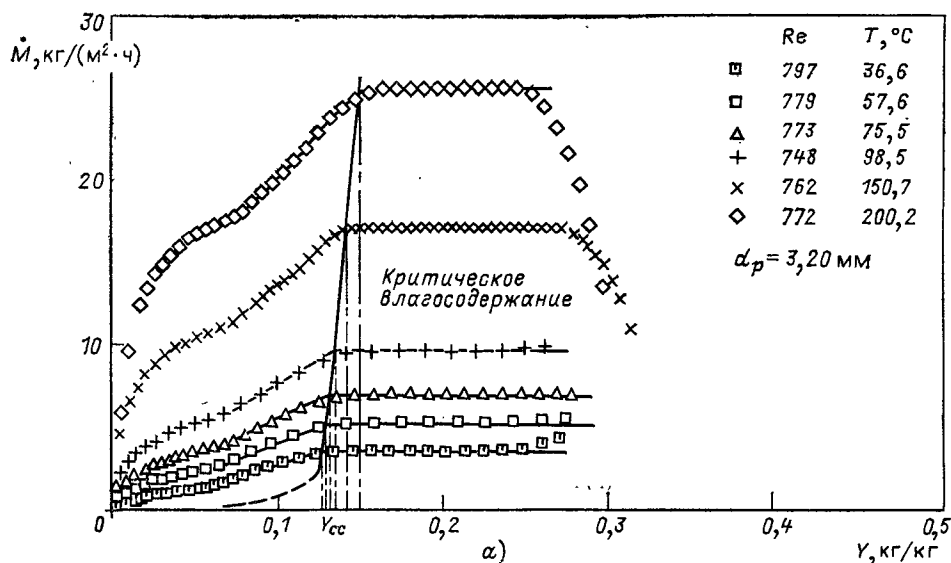
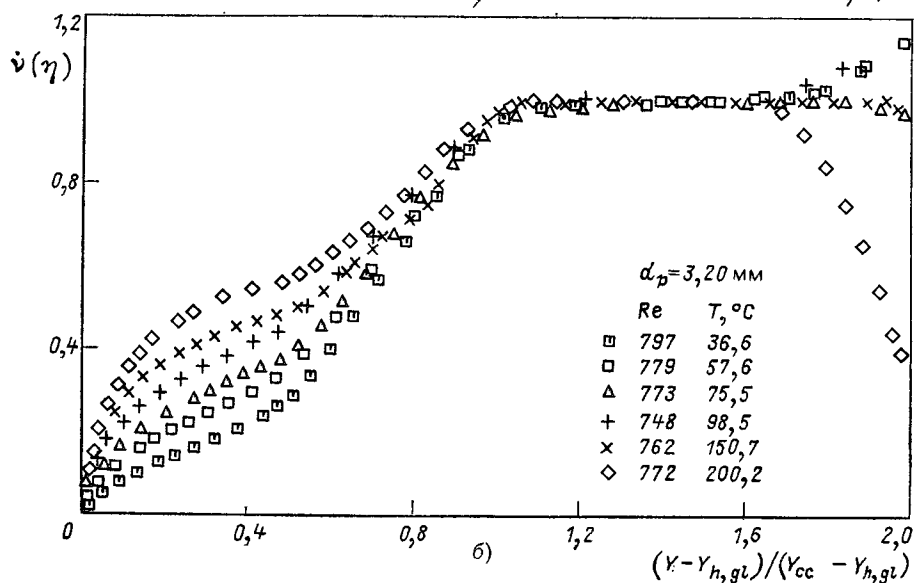


Рис. 5. Скорость сушки сферических частиц из алюмосиликата при различных температурах воздуха (а) и нормализованная функция скорости сушки $\dot{v}(\eta)$ (б) для сферических частиц из алюмосиликата при различных температурах воздуха на входе



Уравнение (3) применяется к сушильным установкам, в которых $\dot{M}_v, I$ не изменяется во времени и в пространстве. Следовательно, η изменяется только с течением времени, а не от положения рассматриваемой точки в сушильной установке. Такие условия реализуются в сушильных установках при значительной рециркуляции сушильного агента (рис. 1). Состояния сушильного агента могут быть изображены на диаграмме Моллье (рис. 2).

Наружный воздух с параметрами $\dot{M}_F, T_A, X_A$ перемещается с рециркулирующим воздухом с параметрами $\dot{M}_R, T_\infty, X_\infty$, при этом получаются значения T_{mix} и X_{mix} :

$$\frac{\dot{M}_F}{\dot{M}_R} = \frac{X_\infty - X_{mix}}{X_\infty - X_A} = \frac{h_\infty - h_{mix}}{h_\infty - h_A}. \quad (5)$$

Если $\dot{M}_F/\dot{M}_R \rightarrow 0$, то $h_\infty - h_{mix}, X_\infty = X_{mix}$ и $T_\infty = T_{mix} = T_H$. В этом случае наружные условия охлаждения (T_∞, X_∞) и скорость сушки в режиме I не изменяются вдоль поверхности A. Поэтому время сушки материала при большой рециркуляции находится интегрированием (3):

$$\tau = \int_{\eta_0}^{\eta_l} \frac{d\eta}{\dot{v}(\eta)}. \quad (6)$$

Предполагая, что $\dot{v}(\eta) = \eta$ при $0 < \eta < 1$ (что часто верно в первом приближении), находим

$$\tau_l = \eta_0 - 1 + \ln \frac{1}{\eta_l}. \quad (7)$$

Такое же решение получается, если $\dot{v}(\eta)$ можно представить в виде последовательности прямых линий:

$$\dot{v}(\eta) = a_j + b_j \eta, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (8)$$

В этом случае

$$\tau_e = \eta_0 - 1 + \frac{1}{b_1} \ln \frac{a_1 + b_1}{a_1 + b_1 \eta_{12}} + \frac{1}{b_2} \ln \frac{a_2 + b_2}{a_2 + b_2 \eta_{23}} + \frac{1}{b_3} \ln \frac{a_3 + b_3}{a_3 + b_3 \eta_e};$$

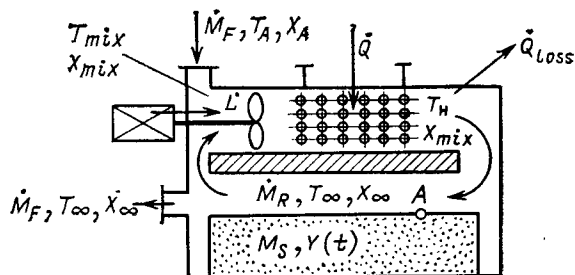


Рис. 1. Сушилка периодического действия с циркуляцией воздуха

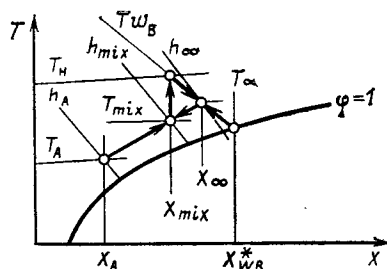
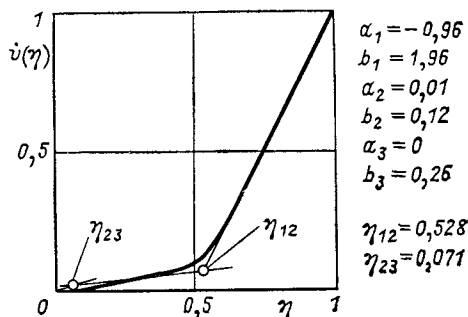


Рис. 2. Диаграмма Моллье для условий сушки в сушилках периодического действия с рециркуляцией воздуха

$$\eta_{12} = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}; \quad \eta_{23} = \frac{a_2 - a_3}{b_3 - b_2}. \quad (9)$$

Скорость сушки $\dot{M}_v = \dot{M}_v(Y)$, которая представлена здесь в нормализованном виде на рис. 3, может быть взята из [1]. При $\eta_{12} = \eta_{23} = 0,071$ по (9) получается значение $\tau = 12,8$.

Рис. 3. Нормализованная функция скорости сушки $\dot{\eta}(\eta)$ пористого материала

В общем случае X сушильного агента и Y материала могут зависеть от времени и от положения в сушильной установке. Тогда определить время сушки несколько сложнее, чем в случае сушильных установок с большой рециркуляцией. Ниже приводится классификация сушильных установок по отношению изменения X и Y в стационарных условиях эксплуатации.

Класс I:

- a — установки с постоянным пребыванием в них материала и большой рециркуляцией воздуха (рис. 4);
- b — установки с непрерывным поступлением материала и большой рециркуляцией воздуха (рис. 5);
- c — установки с непрерывной подачей и большой рециркуляцией материала (рис. 6).

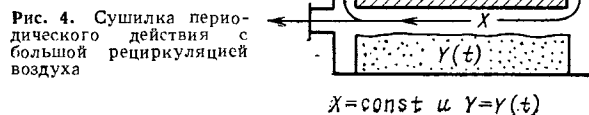


Рис. 5. Сушилка непрерывного действия с большой рециркуляцией воздуха

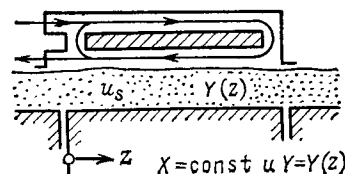
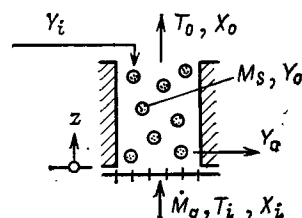


Рис. 6. Сушилка непрерывного действия с большой рециркуляцией материала



При замене длины на

$$z = u_s t \quad (10)$$

видно, что случай b идентичен случаю a . Сушильные установки класса I имеют нулевую размерность для X и одномерны по отношению к Y , т. е. $X = \text{const}$ и $Y = Y(t)$ или $Y = Y(z)$ соответственно.

На рис. 6 показана сушильная установка с псевдооживленным слоем и непрерывной подачей материала. Материал в сушильной установке можно считать идеально перемешанным, так что $Y = Y_{out} = \text{const}$. В то же время можно считать, что воздух проходит через установку без перемешивания. Поэтому $X = X(z)$, и данная задача имеет нулевую размерность для Y и одномерна по отношению к X .

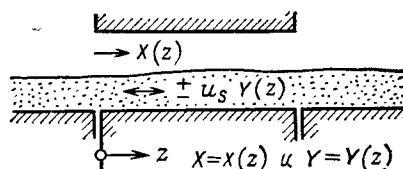


Рис. 7. Сушилка непрерывного действия с малой рециркуляцией воздуха

Класс II — сушильные установки с непрерывной подачей материала и низкой рециркуляцией воздуха; a — прямоток; b — противоток (рис. 7).

В этом случае $X = X(z)$ и $Y = Y(z)$, и задача одномерна как для X , так и для Y .

Класс III — установки с постоянным пребыванием в них материала и большой его рециркуляцией, но при отсутствии рециркуляции воздуха. На рис. 8 показана сушильная установка с псевдооживленным слоем, которая относится к этому классу. Материал считается полностью перемешанным, тогда как воздушный поток не перемешивается. Из уравнения баланса массы следует

$$M_S \frac{dY}{dt} + \dot{M}_g (X_o(t) - X_i) = 0 \quad (11)$$

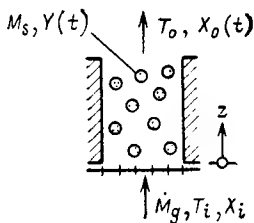


Рис. 8. Сушилка периодического действия с большой рециркуляцией материала

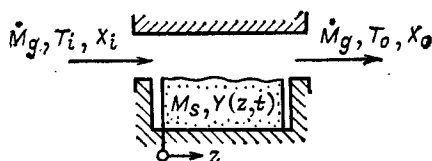


Рис. 9. Сушилка периодического действия при отсутствии рециркуляции воздуха и продукта

$$\dot{M}_g \frac{\partial X}{\partial z} dz = \dot{M}_v, r \dot{v}(\eta) dA(z), \quad (12)$$

т. е. $Y=Y(t)$ и $X=X(z, t)$.

Класс IV:

a — установки с постоянным пребыванием в них материала и при отсутствии рециркуляции воздуха и материала;

σ — установки с непрерывной подачей материала и перекрестным потоком сушильного агента.

В случае a (рис. 9) уравнения баланса массы для испаряющейся жидкости имеют вид

$$\dot{M}_g \frac{\partial X}{\partial z} dz + dM_s \frac{\partial Y}{\partial t} = 0; \quad (13)$$

$$\dot{M}_g \frac{\partial X}{\partial z} dz = \dot{M}_v, r \dot{v}(\eta) dA(z). \quad (14)$$

Как X , так и Y зависят от z и t .

Случай σ (рис. 10) соответствует конвейерной сушильной установке для материала в гранулах. Сушильный агент подается снизу и проходит через движущийся плотно упакованный слой частиц. Если система координат движется со скоростью движения конвейера u_s , тогда координата l может быть заменена временем пребывания частиц в установке:

$$t = u_s l. \quad (15)$$

Совершенно очевидно, что в этом случае случай σ сушки становится идентичен случаю a .

Ниже приводятся основные дифференциальные уравнения для всех четырех классов установок с их решениями.

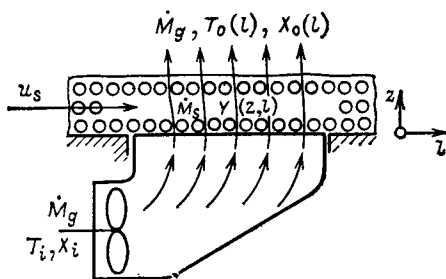


Рис. 10. Сушилка непрерывного действия с перекрестным потоком материала и сушильного агента (воздуха)

ми для наиболее простых соотношений для скоростей сушки:

$$\dot{v}(\eta) = 1, \quad \eta \geq 1; \quad (16)$$

$$\dot{v}(\eta) = \eta, \quad 0 \leq \eta \leq 1. \quad (17)$$

В дополнение к нормализованному влагосодержанию материала и безразмерному времени τ введем нормализованную влажность сушильного агента

$$\xi = \frac{X_{WB}^* - X}{X_{WB}^* - X_i},$$

или

$$\xi = \frac{X_{WB}^* - X}{X_{WB}^* - X_\infty}, \quad (18)$$

и безразмерную длину

$$\zeta = \frac{\beta_g A}{\dot{V}_g} \frac{z}{L} = NTU_{g2/L}, \quad (19)$$

где $\dot{V}_g$ — объемный расход сухого сушильного агента; L — полная длина установки в направлении z .

Предполагается, что скорость сушки в режиме I может быть вычислена по (16), § 3.13.3.

η_e — начальное влагосодержание в материале, а η_{end} — конечное. η_{end} может быть меньше единицы.

Класс I [случай a , b , $X = \text{const}$, $Y = Y(t)$]:

$$\frac{d\eta}{d\tau} + \dot{v}(\eta) = 0; \quad (20)$$

$$\tau_{end} = \eta_o - 1 + \ln \frac{1}{\eta_{end}}; \quad (21)$$

$$\zeta_o = \frac{1}{\dot{v}(\eta_o) \ln(1/\xi_o)}, \quad (22)$$

причем

$$\zeta_o = \frac{\beta_g A}{\dot{V}_g} = NTU_g; \quad \eta_o = \frac{Y_o - Y_{h\infty}}{Y_{cc} - Y_{h\infty}};$$

$$\xi_o = \frac{X_{WB}^* - X_o}{X_{WB}^* - X_i}.$$

Класс II [случай a , b , $X = X(z)$, $Y = Y(z)$]:
для проточка

$$\frac{d\eta}{d\tau} + \xi \dot{v}(\eta) = 0; \quad (23)$$

$$\xi = 1 - \dot{K}(\eta_o - \eta), \quad (24)$$

причем

$$\dot{K} = \left| \frac{\dot{M}_s (Y_{cc} - Y_{h\infty})}{\dot{M}_g (X_{WB}^* - X_i)} \right|; \quad (25)$$

$$\tau_{end} = \frac{1}{\dot{K}} \ln [1 - \dot{K}(\eta_o - 1)] + \frac{1}{1 - \dot{K}\eta_o} \ln \frac{1 - \dot{K}(\eta_o - \eta_{end})}{\eta_{end} [1 - \dot{K}(\eta_o - 1)]}; \quad (26)$$

для противотока

$$-\frac{d\eta}{d\tau} + \xi \dot{v}(\eta) = 0; \quad (27)$$

$$\xi = 1 + \dot{K}(\eta_{end} - \eta), \quad (28)$$

причем $\dot{K}$ определяется по (25);

$$\tau_{end} = -\frac{1}{\dot{K}} \ln \frac{1 + \dot{K}(\eta_{end} - \eta_0)}{1 + \dot{K}(\eta_{end} - 1)} - \frac{1}{1 + \dot{K}\eta_{end}} \ln \eta_{end} [1 + \dot{K}(\eta_{end} - 1)]. \quad (29)$$

Класс III [$X = X(z, t)$ и $Y = Y(t)$]:

$$\frac{d\eta}{d\tau} = \frac{\xi_0 - 1}{\xi_0}; \quad (30)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial \tau} + \xi \dot{v}(\eta) = 0; \quad (31)$$

$$\tau_{end} = \frac{\xi_0}{1 - \exp(-\xi_0)} (\eta_0 - 1) + \xi_0 (1 - \eta_{end}) + \ln \frac{1 - \exp(-\xi_0)}{1 - \exp(-\xi_0 \eta_{end})}. \quad (32)$$

Класс IV [$X = X(z, t)$, $Y = Y(z, t)$]:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \tau} + \xi \dot{v}(\eta) = 0;$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\partial \xi}{\partial \tau}.$$

После разделения переменных

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau \partial \xi} - \frac{1}{v(\eta)} \frac{dv}{d\eta} \frac{\partial \eta}{\partial \xi} \frac{\partial \eta}{\partial \tau} + \dot{v}(\eta) \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = 0 \quad (35)$$

интегрирование по τ дает

$$\frac{1}{v(\eta)} \frac{\partial \eta}{\partial \xi} + \eta = \eta(\xi, \tau = 0) = \eta_0, \quad (36)$$

а интегрирование по ξ

$$\int_1 \frac{d\eta}{(\eta_0 - \eta) v(\eta)} = \xi - \xi_{cc}(\tau), \quad (37)$$

где $\xi_{cc}(\tau)$ — зависимость от времени критического влагосодержания.

Решение, соответствующее (37),

$$F(\eta) = \xi - \xi_{cc}(\tau),$$

или

$$\eta = G[\xi - \xi(\tau)].$$

Полагая

$$\xi - \xi_{cc}(\tau) = \xi^*,$$

получаем

$$\eta = G(\xi^*). \quad (41)$$

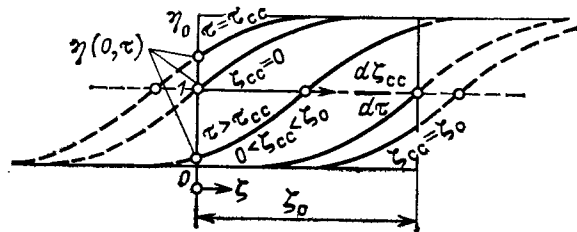


Рис. 11. Распределение влаги в материале в сушилке периодического действия при отсутствии рециркуляции воздуха и материала

Это означает, что распределение влажности в установке с постоянным пребыванием материала описывается функцией G , которая не зависит от времени. При перемещении материала в установке аргумент функции G сдвигается на значение $\xi_{cc}(\tau)$, которое находится из выражения

$$\frac{d\xi_{cc}}{d\tau} = \frac{1}{\eta_0 - \eta(0, \tau)}. \quad (42)$$

На рис. 11 показано распределение влагосодержания $\eta = G[\xi - \xi_{cc}(\tau)]$ при различных временах τ , соответствующих различным положениям ξ_{cc} критического влагосодержания $\eta_{cc} = 1$. Конечно, $\xi_{cc} < 0$ и $\xi_{cc} > \xi_0$ имеют только формальный, а не физический смысл. Функция G изменяется от $-\infty$ до $+\infty$.

Решение основных уравнений для $\dot{v}(\eta) = 1$ при $\eta \geq 1$ и $\dot{v}(\eta) = \eta$ при $0 \leq \eta \leq 1$ позволяет получить для $\eta(0, \tau) = 1$

$$\eta_0 - 1 = \tau_{cc}. \quad (43)$$

Внутри интервала $\xi > \xi_{cc}$ и $0 < (\tau/\tau_{cc}) < \infty$ получаем

$$\eta(\xi - \xi_{cc}) = \eta_0 - (\eta_0 - 1) \exp[-(\xi - \xi_{cc})], \quad (44)$$

а внутри интервала $\xi < \xi_{cc}$ и $0 < (\tau/\tau_{cc}) < \infty$

$$\eta(\xi - \xi_{cc}) = \frac{\eta_0}{1 + (\eta_0 - 1) \exp[-\eta_0(\xi - \xi_{cc})]}. \quad (45)$$

Далее при $(\tau/\tau_{cc}) \leq 1$

$$\xi_{cc} = \ln \tau/\tau_{cc} \quad (46)$$

и при $(\tau/\tau_{cc}) \geq 1$

$$\xi_{cc} = \frac{1}{\eta_0} \ln \frac{\eta_0 \exp\{(\eta_0 - 1)[(\tau/\tau_{cc}) - 1]\} - 1}{\eta_0 - 1}. \quad (47)$$

По (43) — (47) определяется распределение влажности материала $\eta(\xi, \tau)$ в зависимости от времени сушки и положения его в сушильной установке.

Физические свойства жидкостей, газов и твердых тел

ПРЕДИСЛОВИЕ

Хьюит

Практически любой расчет теплообмена требует знания одного или нескольких физических параметров жидкостей, газов или поверхностей, на которых происходит теплообмен. Именно важность информации о физических свойствах для указанных целей побудила редакторов включить в справочник часть, посвященную этим свойствам. Для расчетов процессов переноса теплоты, массы и импульса инженер-теплотехник должен хорошо понимать физическую природу явлений, обуславливающих различные параметры, используемые в этих расчетах, а также их зависимость от других параметров, таких, как давление и температура. По этой причине в первых разделах настоящего тома рассматриваются физические свойства различных веществ. Сначала обсуждаются свойства чистых жидкостей и газов (разд. 4.1). Во многих теплообменных устройствах газы и жидкости представляют собой смеси нескольких компонентов, и следующий раздел (разд. 4.2) посвящен обсуждению свойств таких смесей, включая их равновесные термодинамические свойства. В обоих разделах изучаемая среда рассматривается как ньютоновская, в то время как фактически многие используемые на практике жидкости обнаруживают свойства неньютоновских сред. Приводить данные о реологических свойствах неньютоновских жидкостей — занятие не слишком продуктивное, поскольку они сильно меняются в зависимости от ситуации. Поэтому основное внимание уделено экспериментальному определению и (там, где это возможно) расчету характеристик этих жидкостей; эта тема подробно рассмотрена в разд. 4.3. Свойства твердых тел необходимо знать в расчетах теплообмена не только в тех случаях, когда теплообмен обеспечивается за счет теплопроводности (при этом должны быть известны теплопроводность твердого тела, его теплоемкость и плотность), но также и при теплообмене излучением, где излучательная способность поверхности имеет исключительно важное значение.

Разумеется, существует обширная литература, посвященная физике жидкостей, газов и твердых тел, расчетам и измерению их параметров и характеристик, и разд. 4.1—4.4 не могут подменить ее. Здесь, скорее, сделана попытка привести такое описание различных параметров, чтобы инженер-теплотехник мог практически пользоваться приведенными таблицами, а также дать указания, как использовать приводимые данные в теплообменных расчетах.

По всей вероятности, наиболее широко используемым из этой части станет разд. 4.5, в котором затабулированы данные по различным физическим свойствам. Мы постарались составить таблицы в виде, наиболее удобном для инженера-теплотехника. Например, при инженерных расчетах теплообмена в многофазных системах часто считается, что термодинамическое состояние системы соответствует линии насыщения. В этом случае таблицы свойств на линии насыщения будут особенно полезны тем, что в них содержатся все свойства жидкости и газа, необходимые для расчета, включая значения поверхностного натяжения на границе раздела фаз.

Опыт показывает, что методы расчета и измерения физических свойств постоянно совершенствуются. Подобно остальным частям справочника часть, посвященная физическим свойствам, как предполагается, будет со временем пополняться новыми табличными данными; будут подвергаться переработке и вводные разделы. Редакторы будут благодарны как сказано и в общем предисловии читателям справочника за советы и предложения по улучшению и расширению материала.

Хотелось бы выразить искреннюю признательность авторам настоящей части за их труд по подготовке материалов и то терпение, с которым они перерабатывали тексты, чтобы учесть точку зрения редактора,

Раздел 4.1

СВОЙСТВА ЧИСТЫХ ЖИДКОСТЕЙ

Шанк

Введение

Расчеты теплообменного оборудования в значительной степени зависят от физических свойств теплоносителей, поскольку именно ими определяются интенсивность теплопередачи, перепады давления и поле скоростей течения. Большой объем данных по физическим свойствам различных теплоносителей приведен в разд. 4.5, но нередко возникают такие ситуации, что для какого-либо теплоносителя отсутствуют необходимые данные либо диапазон, в кото-

ром приводятся данные, оказывается недостаточным. Для того чтобы как-то компенсировать эти недостатки, в настоящей главе приведены многочисленные методы, позволяющие оценивать физические свойства теплоносителей. Одни методы просты в применении, однако вследствие сложной природы явлений результаты, получаемые с их помощью, не слишком надежны. Более сложные методы приводят к лучшим результатам, но зачастую они оказываются применимыми лишь к ограниченной группе веществ (как правило, к органическим веществам). Неко-

торые из этих методов могут быть реализованы только с помощью ЭВМ. Существует литература, посвященная методам оценки физических свойств [1, 2].

В настоящем разделе предпринята попытка изложить некоторые простые правила и методы, которые могут применяться во многих случаях. Во всяком случае, на их основе можно решить, необходимо ли в конкретной ситуации обратиться к более совершенным методам или нужно прибегнуть к помощи информационного центра, в котором имеются не только обширные данные по физическим свойствам, но также и пакеты программ, позволяющие оценивать свойства с помощью самых современных методов. Последний шаг можно рекомендовать во всех случаях, когда требуется высокая точность расчетов.

4.1.1. Критические параметры

А. Принцип соответственных состояний. Критические параметры нередко представляют самостоятельный интерес особенно в тех случаях, когда процессы переноса протекают вблизи критического состояния и при этом либо используются процессы конденсации или испарения, либо систему желательно удерживать в однофазном или двухфазном состоянии.

Знание критических параметров нередко существенно еще и потому, что на основе критических температуры, давления и объема можно выявить подобие термодинамических свойств жидкостей и газов. Это ведет к широко используемому принципу соответственных состояний, по которому используются «приведенные» параметры состояния, т. е. безразмерные параметры, получаемые делением реальных значений температуры, давления и удельного объема на критические:

$$T_r = T/T_c; \quad p_r = p/p_c; \quad \tilde{V}_r = \tilde{V}/\tilde{V}_c.$$

Идеальным было бы связать приведенные параметры неким универсальным уравнением состояния, справедливым для всех веществ.

Многочисленные исследования показали, однако, что это можно сделать лишь для относительно узкого класса жидкостей. Общее уравнение состояния даже для «нормальных» жидкостей можно получить лишь с привлечением дополнительных параметров. Последние во многих случаях также оказываются связанными с критическими параметрами. В [3а] введен параметр α_c :

$$\alpha_c = \left(\frac{d \ln p_{rs}}{d \ln T_{rs}} \right)_c, \quad (1)$$

где p_{rs} и T_{rs} — приведенные значения давления и температуры, взятые вдоль кривой насыщения. Во всех соотношениях используется только значение параметра α_c в критической точке.

Этому критическому параметру эквивалентен так называемый ацентрический фактор ω , введенный в [4]:

$$\omega = -(\lg p_{rs(0,7)} + 1), \quad (2)$$

где $p_{rs(0,7)}$ — приведенное давление на кривой насыщения при приведенной температуре $T_{rs}=0,7$. В следующих параграфах содержатся соотношения в приведенных переменных, где используются параметры α_c и ω .

В. Критическая температура. Критическую температуру можно грубо оценить по формулам

$$T_c \approx 1,5T_b \quad \text{или} \quad T_b/T_c \approx 2/3, \quad (3)$$

где T_b — температура кипения при нормальном давлении. (Реальные значения T_b/T_c меняются от 0,55 до 0,72; для ртути оно равно 0,364.)

Таблица 1. Атомные и структурные постоянные, используемые в методе Лидерсена для расчета критических параметров органических веществ [5]

Группа	Δ_T	Δ_p	Δ_V
—CH ₃ и —CH ₂ —	0,020	0,225	0,055
—CH ₂ в кольце	0,013	0,183	0,0445
—CH	0,012	0,209	0,051
—CH в кольце	0,012	0,191	0,046
=CH и =CH ₂	0,018	0,197	0,045
=CH в кольце	0,011	0,153	0,037
C	0,000	0,209	0,041
C в кольце	(-0,007)	(0,153)	(0,031)
=C и =C=	0,000	0,197	0,036
=C и =C= в кольце	0,011	0,153	0,036
=C и ≡CH	0,005	0,152	(0,036)
—F	0,018	0,222	0,018
—Cl	0,017	0,318	0,049
—Br	0,010	0,496	(0,070)
—I	(0,012)	(0,824)	(0,095)
—O—	0,021	0,159	0,020
—O— в кольце	(0,014)	(0,119)	(0,008)
—OH в спиртах	0,082	0,060	0,018
—OH в фенолах	(0,035)	(-0,020)	(0,003)
CO	0,040	0,288	0,060
CO в кольце	(0,033)	(0,199)	(0,050)
—CHO	0,048	0,328	0,073
—COO—	0,047	0,467	0,080
—COOH	0,085	0,397	0,080
—NH ₂	0,031	0,097	0,028
NH	0,031	0,137	(0,037)
NH в кольце	(0,024)	(0,089)	(0,027)
N	0,014	0,169	0,042
N— в кольце	(0,007)	(0,129)	(0,032)
—CN	(0,060)	(0,357)	(0,080)
—SH и —S—	0,015	0,268	0,055
—S— в кольце	(0,008)	(0,238)	(0,045)
=S	0,003	(0,238)	0,047
=O	(0,020)	(0,119)	(0,011)
—NO ₂	(0,055)	(0,417)	(0,078)

Примечание. В скобках — приближенные значения.

Более достоверные значения для органических веществ получаются на основе метода инкрементов Лидерсена [5]:

$$T_b/T_c = 0,567 + \Sigma \Delta_T + (\Sigma \Delta_T)^2, \quad (4)$$

где величина $\Sigma \Delta_T$ определяется атомными и структурными постоянными, приведенными в табл. 1 (Средняя погрешность составляет $\pm 2\%$, максимальная — $\pm 7\%$.)

С. Критическое давление. Для расчета критического давления не существует простых методов, за исключением экстраполяции кривой насыщения (см. § 4.1.3, п. В) при известной критической температуре. Метод Лидерсена дает следующее выражение [5] для критического давления, Па:

$$p_c = \frac{\bar{M} \cdot 10^5}{(\Sigma \Delta_p + 0,33)^2}, \quad (5)$$

где $\bar{M}$ — молярная масса; $\Sigma \Delta_p$ — величина, составленная по атомным и структурным постоянным табл. 1. (Средняя погрешность составляет $\pm 2\%$, максимальная $\pm 20\%$.)

Д. Критический объем. Согласно правилу, предложенному в [6] (см. § 4.1.2, п. А и рис. 1), зависимость среднего значения плотности жидкости и пара в состоянии насыщения от температуры представляет собой почти прямую линию, включающую критическую точку. Таким образом,

если имеются данные о плотности насыщенных жидкости и пара и известна критическая температура, то можно оценить критический удельный объем.

Для органических жидкостей метод инкрементов Лидерсена [5] дает следующее уравнение для объема, м³/кмоль:

$$\bar{V}_c = \Sigma \Delta_V + 0,040, \quad (6)$$

где $\Sigma \Delta_V$ определяется атомными и структурными постоянными из табл. 1. (Средняя погрешность $\pm 3\%$, максимальная $\pm 10\%$.)

Е. Параметр α_c и ацентрический фактор ω . В тех случаях, когда величину α_c невозможно оценить в соответствии с (1), имеется следующее уравнение [3a]:

$$\alpha_c = \frac{\lg(1/p_{rs}) - \Phi}{\Psi} + 7, \quad (7)$$

где

$$\Phi = 0,1183(36/T_{rs} - 35 - T_{rs}^6) + 4,44 \lg T_{rs}; \quad (8)$$

$$\Psi = 0,0364(36/T_{rs} - 35 - T_{rs}^6) + 2,52 \lg T_{rs}. \quad (9)$$

Значения обеих функций приведены в табл. 2.

Для оценки ацентрического фактора ω по (2) нужно знать давление пара на кривой равновесия при значении приведенной температуры $T_r = 0,7$.

Таблица 2. Численные значения функций Φ и Ψ для расчета параметра α_c [3a]

T_r	Φ	Ψ	T_r	Φ	Ψ
0,35	6,003	1,321	0,70	1,242	0,203
0,36	5,719	1,248	0,71	1,182	0,192
0,37	5,452	1,179	0,72	1,125	0,181
0,38	5,200	1,115	0,73	1,069	0,171
0,39	4,963	1,055	0,74	1,015	0,161
			0,75	0,962	0,152
0,40	4,739	0,999	0,76	0,911	0,143
0,41	4,527	0,946	0,77	0,862	0,134
0,42	4,326	0,896	0,78	0,814	0,126
0,43	4,135	0,850	0,79	0,767	0,118
0,44	3,955	0,805			
0,45	3,783	0,764	0,80	0,722	0,110
0,46	3,619	0,724	0,81	0,677	0,103
0,47	3,463	0,687	0,82	0,635	0,096
0,48	3,315	0,652	0,83	0,593	0,089
0,49	3,174	0,619	0,84	0,552	0,082
			0,85	0,512	0,076
0,50	3,039	0,588	0,86	0,473	0,070
0,51	2,909	0,558	0,87	0,435	0,064
0,52	2,786	0,530	0,88	0,398	0,058
0,53	2,668	0,503	0,89	0,361	0,053
0,54	2,555	0,477			
0,55	2,447	0,453	0,90	0,325	0,047
0,56	2,343	0,430	0,91	0,290	0,042
0,57	2,243	0,409	0,92	0,256	0,037
0,58	2,147	0,388	0,93	0,222	0,032
0,59	2,055	0,368	0,94	0,189	0,027
			0,95	0,157	0,023
0,60	1,967	0,349	0,96	0,124	0,018
0,61	1,882	0,331	0,97	0,093	0,013
0,62	1,800	0,314	0,98	0,061	0,009
0,63	1,721	0,298	0,99	0,031	0,004
0,64	1,645	0,283			
0,65	1,572	0,268	1,00	0,000	0,000
0,66	1,501	0,254			
0,67	1,433	0,240			
0,68	1,367	0,227			
0,69	1,303	0,215			

В тех случаях, когда такие данные отсутствуют, можно использовать уравнение [3], связывающее ω и α_c :

$$\omega = \frac{\alpha_c - 5,811}{4,919}. \quad (10)$$

Известно другое уравнение [7]:

$$\omega = 0,429 \frac{T_b/T_c}{1 - T_b/T_c} (\lg 10^6 p_c - 0,9915), \quad (11)$$

где T_b/T_c , а также p_c , Па, при необходимости могут быть оценены методами, изложенными в пп. В и С.

4.1.2. Удельный объем. $p - \bar{V} - T$ -данные

А. Удельный объем жидкости. Согласно эмпирическому правилу [6] удельный объем насыщенной жидкости $\bar{V}_{ls}$ и насыщенного пара $\bar{V}_{vs}$ при одной и той же температуре удовлетворяют соотношению

$$\frac{\bar{M}}{2} \left(\frac{1}{\bar{V}_{ls}} + \frac{1}{\bar{V}_{vs}} \right) = 0,5 (\rho_{ls} + \rho_{vs}) = a + bT + cT^2 + \dots, \quad (1)$$

где коэффициенты c , d и т. д. настолько малы, что при оценках ими можно пренебречь даже в окрестности критической точки. Таким образом, на графике плотность — температура зависимость среднеарифметического значения плотностей насыщенных жидкости и газа представляется прямой с наклоном b (рис. 1). Если известен удельный объем жидкости при низкой температуре и ее критический объем и, кроме того, известен удельный объем насыщенного пара, тогда приведенное правило дает удельный объем насыщенной жидкости во всем диапазоне температуры.

Согласно [8] удельный объем жидкости можно связать с приведенным давлением p_r и приведенной температурой T_r с помощью коэффициента расширения ω^* , используя уравнение

$$\bar{V}\omega^* = C,$$

где ω^* — функция p_r и T_r (рис. 2), а C — постоянная, которую можно определить, располагая достоверными значениями удельного объема жидкости, а также значениями критического давления и температуры. Этот метод применим также для температур ниже температур насыщения и для давлений выше давлений насыщения.

Для нормальных жидкостей в состоянии насыщения [3]

$$\bar{V}_{lsr} = \{1 + 0,85(1 - T_r) + [1,93 + 0,2(\alpha_c - 7)(1 - T_r)^3]\}^{-1}. \quad (2)$$

При обращении T_r в нуль это выражение принимает вид

$$\bar{V}_0/\bar{V}_c = [3,78 + 0,2(\alpha_c - 7)]^{-1}, \quad (3)$$

где $\bar{V}_0$ — фиктивный удельный объем при $T_r = 0$. В [9] утверждается, что для большинства жидкостей

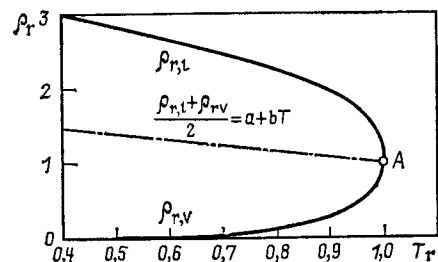


Рис. 1. К определению критического объема (на примере пропана)

Таблица 1а. Численные значения $\tilde{V}_{lsr}/Z_c$ при T_r от 0,3 до 0,7 [3b]

T_r	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
$\tilde{V}_{lsr}/Z_c$	1,142	1,172	1,205	1,239	1,279	1,321	1,368	1,422	1,484

Таблица 1б. Численные значения $\tilde{V}_{lsr}/Z_c$ при T_r от 0,75 до 1,0 и различных α_c

T_r	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	0,97	0,98	0,99	0
$\tilde{V}_{lsr}/Z_c$ при α_c :									
6	1,557	1,642	1,751	1,898	2,132	2,288	2,410	2,591	3,584
7	1,558	1,645	1,755	1,908	2,155	2,326	2,451	2,653	3,774
8	1,559	1,647	1,759	1,919	2,179	2,358	2,494	2,710	3,984

$\tilde{V}_0/\tilde{V}_c = Z_c$, где Z_c — критический фактор сжимаемости:
 $Z_c = p_c \tilde{V}_c / \tilde{R} T_c$, (4)

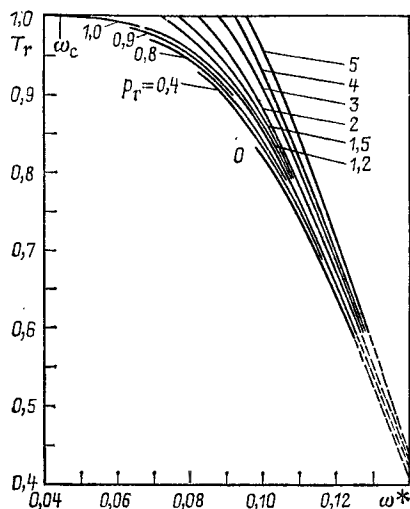
значения которого лежат обычно в диапазоне $0,265 \pm 0,015$. В табл. 1а и 1б приведены значения $\tilde{V}_{lsr}/Z_c$ как функции T_r [3]. Следует отметить, что влияние величины α_c ниже $T_r = 0,8$ чрезвычайно мало.

В [10] показано, что более простое уравнение вида
 $\tilde{V}_{lsr} = Z_c (1 - T_r)^{0,285}$ (5)

также дает очень хорошее приближение для определения удельного объема. Критический фактор сжимаемости Z_c в этом уравнении можно оценить, следуя [3b] или [11], привлекая для этого ацентрический фактор:

$$Z_c = 0,291 - 0,0878\omega. \quad (6)$$

В. Температурный коэффициент объемного расширения жидкостей. В таблицах разд. 4.5 приведены значения плотностей многих жидкостей при различных температурах. На основе этих или других известных данных можно рассчитать или графически оценить температурный коэффициент объемного расширения $\beta = [\partial \tilde{V} / \partial T]_p$. Если данные о плотности или удельном объеме отсутствуют, величину β можно оценить по коэффициенту расширения ω^* (см. рис. 2).

Рис. 2. Коэффициент расширения ω^* [8]

Из соотношения $\tilde{V} = C(\omega^*)^{-1}$ следует, что

$$\frac{\partial \tilde{V}}{\partial \omega^*} = -\frac{1}{\omega^*}, \quad (7)$$

а

$$\beta = \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial \omega^*} \frac{\partial \omega^*}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\omega^*} \left(\frac{\partial \omega^*}{\partial T} \right)_p. \quad (8)$$

Последняя величина может быть оценена графически по кривым, приведенным на рис. 2.

Дифференцирование уравнения (5) дает следующие значения, K^{-1} (см. п. А):

$$\beta = -\frac{0,285 \ln Z_c}{T_c (1 - T_r)^{0,715}}, \quad (9)$$

или, подставляя сюда значение $Z_c \approx 0,265 \pm 0,015$, получаем,

$$\beta = \frac{0,380 \pm 0,015}{T_c (1 - T_r)^{0,715}}. \quad (10)$$

Здесь, однако, осталось неучтенным, что (5) справедливо для насыщенных жидкостей, т. е. что давление является функцией температуры. Это ограничивает справедливость приведенного соотношения температурным диапазоном, лишь немного превышающим нормальную точку кипения.

С. Удельный объем газов. При низких значениях приведенных давлений и высоких значениях приведенных температур с высокой точностью выполняется уравнение состояния:

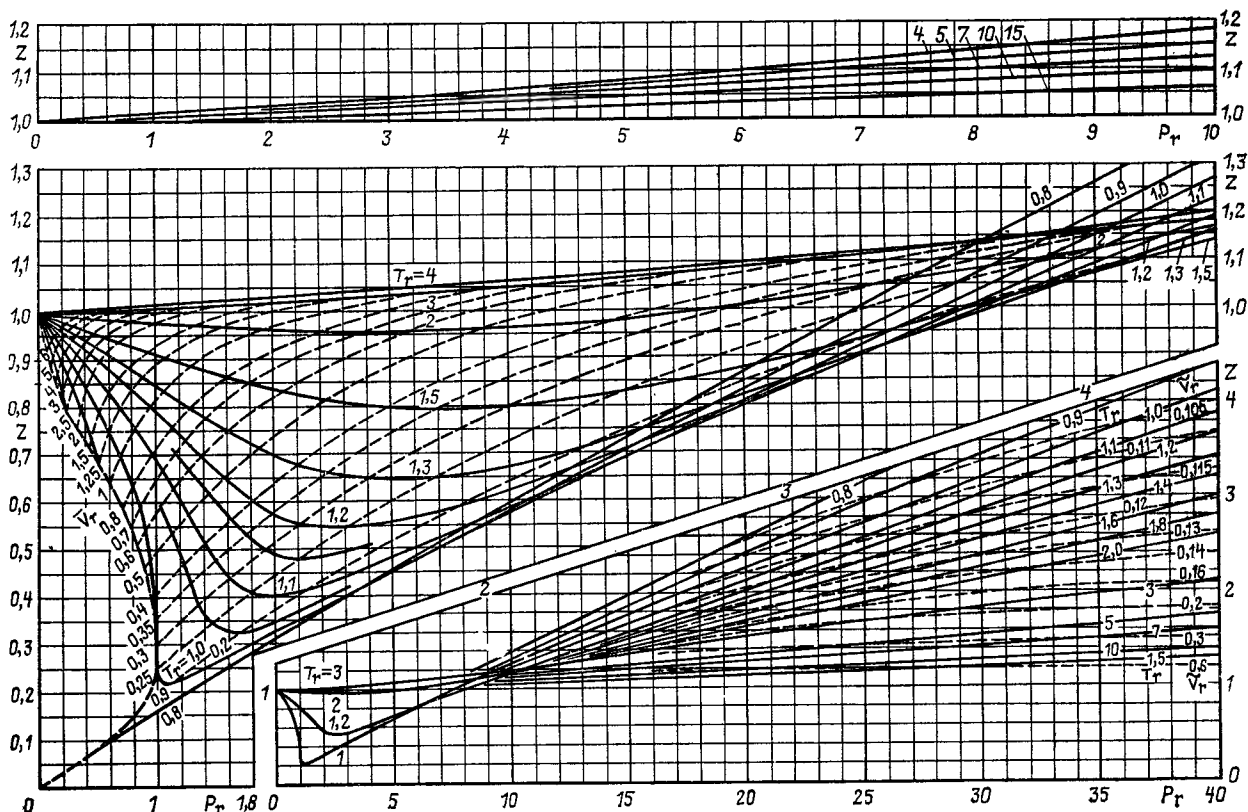
$$p\tilde{V} = \tilde{R}T. \quad (11)$$

(Если p взято в Па; $\tilde{V}$ — в $\text{м}^3/\text{кмоль}$, T — в К, то значение $\tilde{R}$ — универсальной газовой постоянной — равно $8314,3 \text{ Дж/кмоль}$.) При более высоких давлениях или при температурах, меньших температуры конденсации, уравнение состояния идеального газа не применимо. Однако поведение реальных газов и паров может быть соотнесено с поведением газов идеальных с помощью фактора сжимаемости

$$Z = p\tilde{V}/\tilde{R}T. \quad (12)$$

Безразмерный фактор Z зависит от температуры, давления и термодинамических свойств газа и пара. Его можно представить как функцию приведенных параметров состояния, что позволяет с хорошей точностью рассчитывать $p - \tilde{V} - T$ -данные любого газа.

На рис. 3 приведены графики Z по данным [12], а также [3f] для $\alpha_c = 6$ в диапазоне $0,8 < T_r < 15$. Расхождения для


 Рис. 3. Фактор сжимаемости $Z = p\bar{V}/(\bar{R}T)$ в зависимости от p_r и T_r для $\alpha_c = 6$ [3f, 12]

различных значений α_c весьма малы. В [3f] приведены более обширные таблицы величины $\partial Z/\partial \alpha_c$.

Пунктирные линии на рис. 3 соответствуют «идеальному приведенному удельному объему» $\bar{V}_{rid}$, который можно использовать — даже без знания критического объема $\bar{V}_c$ — в расчетах соответствующих значений давления — температура при данном удельном объеме:

$$\bar{V}_{rid} = \bar{V}_{pc} \bar{R} T_c = Z \bar{R} T_c / p_r = Z T_r / p_r. \quad (13)$$

Д. Температурный коэффициент объемного расширения газов. Для идеальных газов температурный коэффициент объемного расширения, K^{-1} , имеет вид

$$\beta = (\partial \bar{V} / \partial T)_p = 1/T. \quad (14)$$

В тех случаях, когда $Z \neq 1$ или $Z \neq \text{const}$ (например, при более высоких давлениях), это уравнение следует заменить другим:

$$\beta = (\partial Z / \partial T)_p. \quad (15)$$

где величину $\partial Z / \partial T$ при постоянном (приведенном) давлении можно оценить графически по кривым, приведенным на рис. 3.

Разумеется, можно также вычислить два значения $\bar{V}$ при одном и том же давлении, но разных значениях температуры и взять величину

$$\beta = (\Delta \bar{V} / \bar{V} \Delta T)_p, \quad (16)$$

но такая процедура все равно требует точной оценки величины $(\Delta Z / \Delta T)_p$.

Е. Уравнение состояния. Аналитическое выражение, связывающее между собой p , $\bar{V}$ и T , называется уравне-

нием состояния. Было получено много уравнений состояния, первое из которых принадлежит И. Ван-дер-Ваальсу [13] (1873 г.):

$$(p + a/\bar{V}^2)(\bar{V} - b) = \bar{R}T, \quad (17)$$

где a и b — постоянные, характеризующие данное вещество и обращающиеся в нуль в случае идеального газа. Переход в уравнение состояния идеального газа — одно из условий, которому должно удовлетворять любое уравнение состояния. Кроме того, оно должно также удовлетворять в критической точке следующим условиям:

$$(dp/d\bar{V})_{T_c} = 0; \quad (18)$$

$$(d^2p/d\bar{V}^2)_{T_c} = 0. \quad (19)$$

С учетом этих соотношений величины a и b в уравнении Ван-дер-Ваальса принимают вид

$$a = \left(\frac{3}{4}\right)^2 \frac{(\bar{R}T_c)^2}{p_c}; \quad b = \left(\frac{1}{2}\right)^3 \frac{\bar{R}T_c}{p_c}. \quad (20)$$

Наилучший компромисс между простотой и точностью обеспечивает, по-видимому, уравнение Редлиха—Квонга [14], содержащее также две постоянные:

$$\{p + a/[T^{0.5} \bar{V}(\bar{V} + b)]\}(\bar{V} - b) = \bar{R}T,$$

или

$$p = \bar{R}T/(\bar{V} - b) - aT^{0.5}/[\bar{V}(\bar{V} + b)], \quad (21)$$

где постоянные a и b , полученные из тех же соображений, что и для уравнения Ван-дер-Ваальса, определяются

выражениями

$$a = 0,4275 \tilde{R}^2 T_c^{2,5} / p_c; \quad (22)$$

$$b = 0,08664 \tilde{R} T_c / p_c. \quad (23)$$

Точность уравнения Редлиха — Квонга можно повысить [15], заменив член $aT^{-0,5}$ функцией приведенной температуры и ацентрического фактора ω , в результате чего уравнение принимает вид

$$p = \tilde{R} T / (\tilde{V} - b) - a_c [1 + (0,480 + 1,547\omega^2) [-0,176\omega^2] \times \times (1 - T_r^{0,5})]^2 / \tilde{V}(\tilde{V} + b)], \quad (24)$$

где

$$a_c = (aT^{-0,5})_c = 0,4275 \tilde{R}^2 T_c^2 / p_c \quad (25)$$

и

$$b = 0,08664 \tilde{R} T_c / p_c. \quad (26)$$

как и в вышеприведенных выражениях.

Дальнейшая модификация уравнения Редлиха — Квонга, предложенная в [16], обеспечивает даже более высокую точность для углеводородов и гидратов, а также для области плотностей жидкости, чем уравнение Редлиха — Квонга — Соува. Эта модификация имеет вид

$$p = \tilde{R} T / (\tilde{V} - b_1) - a_{c1} [1 + (0,375 + 1,542\omega - - 0,207\omega^2) (1 - T_r^{0,5})]^2 / (\tilde{V} + b_1)^2 - 2b_1^2, \quad (27)$$

где a_{c1} и b_1 вследствие иной структуры уравнения несколько отличаются от a_c и b_c :

$$a_{c1} = 0,4572 \tilde{R}^2 T_c^2 / p_c; \quad (28)$$

$$b_1 = 0,0778 \tilde{R} T_c / p_c. \quad (29)$$

Для многих веществ вириальные коэффициенты для вириального уравнения состояния, имеющего вид

$$Z = p\tilde{V}/\tilde{R}T = 1 + B(T)\tilde{\rho} + C(T)\tilde{\rho}^2 + D(T)\tilde{\rho}^3 + \dots, \quad (30)$$

приводятся в литературе. Второй вириальный коэффициент B , третий вириальный коэффициент C и т. д. являются функциями одной температуры лишь для чистых жидкостей.

Другие, более сложные уравнения состояния, например уравнения Бенедикта — Вэбба — Рубина или Ли — Кеслера, остаются за рамками нашего рассмотрения (см. [1]).

4.1.3. Термодинамические свойства жидкостей и газов

А. Нормальная точка кипения. Нормальная точка кипения чистой жидкости (при нормальном давлении 760 мм рт. ст., или примерно 0,1 МПа) известна почти для всех веществ ввиду простоты ее экспериментального определения. По этой причине изложение методов, представленных ниже, является, быть может, несколько излишним.

Для огромного числа органических веществ нормальную точку кипения можно согласно [17] определить через структурные постоянные, приведенные в табл. 1а и 1б. Через постоянные p , u и q из этой таблицы нормальная температура кипения, K , определяется как

$$T_b = pu + q. \quad (1)$$

Все другие известные способы оценки нормальной температуры кипения жидкости только по ее химическому составу, по-видимому, менее точны, чем методы, основанные на аналогии с родственными веществами, для которых точки кипения известны.

Если какие-то точки на кривой давление — температура для пара известны, то нормальная точка кипения

Таблица 1а. Структурные постоянные p , q для расчета нормальных точек кипения органических жидкостей [17]

RX	p	q	(Ex) *
RH	1,615	63,8	Me **, <i>t</i> -Bu
RCI	1,348	197,7	
RBr	1,260	213,6	
RI	1,198	253,4	
ROH	0,896	277,6	Me, <i>t</i> -Bu
MeOR	1,217	191,2	Me
EtOR	1,137	221,8	
ROR	2,158	143,2	Me, Нер
PhOR	0,894	377,4	
RONO ₂	1,016	280,5	
RSH	1,191	221,0	
RSMc	1,146	249,2	
RSEt	1,080	280,0	
RSR	1,937	214,4	Me, Нер
RNH ₂	1,194	201,4	
RNHMe	1,180	215,2	
RNH ⁺ Et	1,081	247,9	
RNHPr	0,991	282,8	
RNMe	1,193	218,7	Me
RNO ₂	0,923	308,8	
HCO ₂ R	1,140	233,8	
MeCOR	1,022	270,6	
EtCOR	0,918	302,2	
RCN	0,960	292,2	
RCOCi	1,040	267,9	
HCOOR	1,073	244,6	
MeCOOR	1,000	273,2	Стандартные ряды
EtCOOR	0,963	297,5	
PhCOOR	0,766	425,9	
RCOOH	0,903	342,4	
RCOOMe	1,000	273,2	Стандартные ряды
RCOOEt	0,963	297,5	
RCOOPr	0,911	323,4	
RCOOPh	0,766	425,9	
(RCO) ₂ O	1,286	337,7	Нер
ClCH ₂ COOR	0,721	359,6	
Cl ₂ CHCOOR	0,745	372,3	
BrCH ₂ COOR	0,745	374,4	
NCCH ₂ COOR	0,565	433,5	
CH ₂ =CHCOOR	0,918	302,2	

* (Ex) соответствует конфигурациям, для которых погрешность выше 5%.

** Me — метил; Ph — фенил и т. д.

может быть определена путем экстраполяции или интерполяции. С этой целью возможно либо представить кривую давления пара с помощью диаграммы Кокса (см. п. В), из которой она представляет собой почти прямую линию, либо использовать уравнение (20) (см. ниже). Следует, однако, иметь в виду, что многие вещества разлагаются задолго до достижения нормальной точки кипения.

В. Кривые давление — температура для пара. Зависимость $\lg p$ от T^{-1} для любого вещества очень близка к прямой, что позволяет легко производить экстраполяцию или же интерполяцию. Даже в тех случаях, когда известны лишь две точки из всей функции, например точка кипения и критическая точка, прямая, проведенная через эти две точки в координатах $\lg p$ и T^{-1} , позволяет делать достаточно точную оценку связи давления и температуры на линии насыщения.

Таблица 16. Структурная постоянная u для расчета нормальных точек кипения органических жидкостей [17]

R	u	R	u
Me	55,5	t -Am	122,0
Et	77,1	Neopent	125,0
n -Pr	102,0	n -Hex	171,0
iso-Pr	92,0	iso-Hex	168,0
n -Bu	124,0	n -Hep	191,5
sec-Bu	113,0	n -Oct	210,0
iso-Bu	116,5	Vinyl	71,0
t -Bu	96,0	Allyl	104,0
n -Am	149,0	2-Butenyl	127,0
iso-Am	140,5	Phenyl	197,0

Более совершенный подход был предложен в [18]. Его идея заключается в том, чтобы на графике в координатах $\lg p$, T провести прямую с положительным или отрицательным наклоном, затем на оси ординат нанести данные по $\lg p$, а на оси абсцисс — данные о температуре по известным равновесным значениям какой-нибудь стандартной жидкости например воды. На такой диаграмме, называемой диаграммой Кокса, зависимости давления от температур для паров и других веществ также оказываются почти прямыми.

Аналитическое выражение для переменной, откладываемой по оси абсцисс на диаграмме Кокса, имеет вид [19]

$$\tau^{-1} = T^{-1} - (7,9151 - 2,6726 \lg T) \cdot 10^{-3} - 0,8625 T \cdot 10^{-6}. \quad (2)$$

Соответствующие значения $1/T$ и $1/\tau$ приведены в табл. 2. Эта таблица особенно полезна, когда необходимо интерполировать диаграмму Кокса. Две диаграммы Кокса для нескольких жидкостей, составленные согласно [19], представлены на рис. 1 и 2. Приведенные диаграммы Кокса выявляют интересную и нередко полезную особенность: кривые зависимости давления от температуры для паров гомологического ряда веществ зачастую пересекаются практически в одной точке. Во многих случаях эта точка в «бесконечности» близка к $\tau^{-1}=0$, или $T=1400$ К, и $p=225,0$ МПа, или $\lg p=3,352$.

В [20] предложено простое уравнение для кривой равновесия пара, в котором зависимость $\lg p$ от T^{-1} заменена

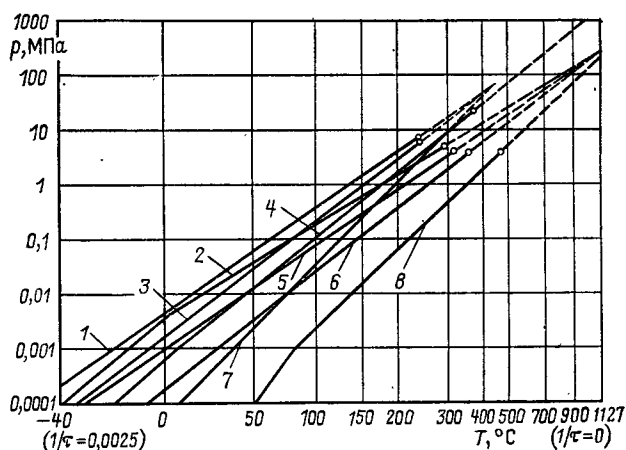


Рис. 2. Диаграмма Кокса [18], построенная согласно [19] для высокотемпературного диапазона:

1 — метанол; 2 — бензол; 3 — этанол; 4 — вода; 5 — толуол; 6 — оксид; 7 — пентанол; 8 — нафталин

зависимостью от некоторой функции температуры $f(T)$:

$$\lg p = A - B/(T - C). \quad (3)$$

Постоянные A , B и C для этого уравнения часто встречаются в литературе (см. также разд. 4.5). В [20] предложено значение $C=13$ К, но согласно [21] лучшие результаты получаются при выборе этой величины по уравнению, К,

$$C = -0,3 + 0,034 T_b \quad (4)$$

для веществ с точкой кипения $T_b < 125$ К и для одноатомных жидкостей, в то время как для всех остальных веществ $C = -18 + 0,19 T_b$.

При выбранном значении C нетрудно рассчитать A и B по двум известным парам значений давлений и температуры для пара, p_1 , T_1 и p_2 , T_2 :

$$B = (\lg p_2 - \lg p_1) / [(T_1 - C)^{-1} - (T_2 - C)^{-1}]; \quad (6)$$

$$A = \lg p_1 + B/(T_1 - C) = \lg p_2 + B/(T_2 - C). \quad (7)$$

Уравнение в [20] не представлено в безразмерном виде. Если приходится использовать табличные значения величин B , A и C , следует проверить, какую из двух величин — $\ln p$ или $\lg p$ — нужно использовать и в каких единицах необходимо выбрать p и даже T .

С. Теплота испарения. Согласно [22] возрастание молярной энтропии при испарении, кДж/(кмоль·К), в нормальной точке кипения для многих жидкостей имеет одинаковый характер и близко к величине

$$\Delta \tilde{H}_v / T_b = 88, \quad (8)$$

где $\Delta \tilde{H}_v$ — молярная теплота испарения, Дж/моль. Формула (8) дает хорошее приближение для неассоциированных жидкостей с нормальной температурой кипения выше 170 К. Для других жидкостей отклонения от этого правила бывают значительными; реальные значения составляют, например, для водорода 46, для азота 71, для воды 108 кДж/кмоль.

Лучшие результаты получаются при использовании «параметра Трутона», который является функцией приведенного давления и приведенной температуры в точке кипения соответственно p_{rb} и T_{rb} . В этом случае (8) принимает вид

$$\Delta \tilde{H}_v / T_b = \tilde{R} (-\ln p_{rb}) / (1 - T_{rb}). \quad (9)$$

Точный расчет теплоты испарения чистых жидкостей или смесей возможен на основе уравнения Клапейрона —

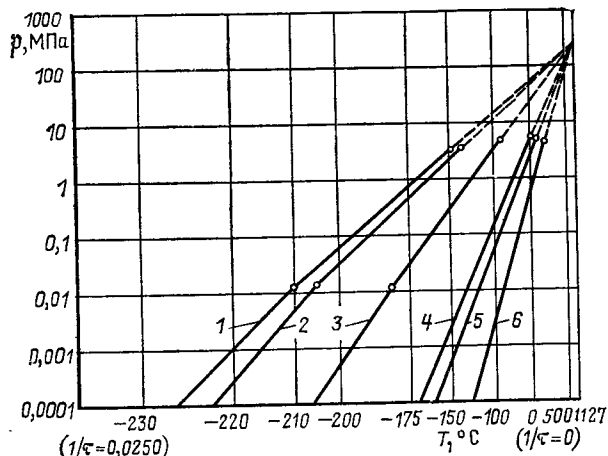


Рис. 1. Диаграмма Кокса [18], построенная согласно [19] для низкотемпературного диапазона:

1 — азот; 2 — окись углерода; 3 — метан; 4 — этилен; 5 — этан; 6 — пропан

Таблица 2. Численные значения T^{-1} и τ^{-1} в зависимости от температуры [19]

ϕ , °C	T , К	$1/T$	$1/\tau$	ϕ , °C	T , К	$1/T$	$1/\tau$
-270	3,15	0,317460	0,310874	+60	333,15	0,003002	0,001541
-265	8,15	0,122699	0,117113	+70	343,15	0,002914	0,001479
-260	13,15	0,076046	0,071110	+80	353,15	0,002832	0,001422
-255	18,15	0,055096	0,050530	+90	363,15	0,002754	0,001368
-250	23,15	0,043197	0,038908	+100	373,15	0,002680	0,001317
-245	28,15	0,035524	0,031459	+110	383,15	0,002610	0,001269
-240	33,15	0,030166	0,026286	+120	393,15	0,002544	0,001224
-235	38,15	0,026212	0,022491	+130	403,15	0,002481	0,001181
-230	43,15	0,023175	0,019592	+140	413,15	0,002420	0,001141
-225	48,15	0,020768	0,017309	+150	423,15	0,002363	0,001103
-220	53,15	0,018815	0,015465	+160	433,15	0,002309	0,001067
-215	58,15	0,017197	0,013948	+170	443,15	0,002257	0,001033
-210	63,15	0,015835	0,012677	+180	453,15	0,002207	0,001000
-205	68,15	0,014674	0,011600	+190	463,15	0,002159	0,000969
-200	73,15	0,013671	0,010675	+200	473,15	0,002114	0,000940
-195	78,15	0,012796	0,009872	+210	483,15	0,002070	0,000912
-190	83,15	0,012027	0,009171	+220	493,15	0,002028	0,000885
-185	88,15	0,011344	0,008552	+230	503,15	0,001988	0,000859
-180	93,15	0,010735	0,008003	+240	513,15	0,001949	0,000834
-175	98,15	0,010189	0,007512	+250	523,15	0,001912	0,000811
-170	103,15	0,009695	0,007072	+260	533,15	0,001876	0,000789
-165	108,15	0,009246	0,006674	+270	543,15	0,001841	0,000767
-160	113,15	0,008838	0,006314	+280	553,15	0,001808	0,000746
-155	118,15	0,008464	0,006003	+290	563,15	0,001776	0,000726
-150	123,15	0,008120	0,005659	+300	573,15	0,001745	0,000707
-140	133,15	0,007510	0,005158	+310	583,15	0,001715	0,000689
-130	143,15	0,006986	0,004709	+320	593,15	0,001686	0,000671
-120	153,15	0,006530	0,004322	+330	603,15	0,001658	0,000654
-110	163,15	0,006129	0,003987	+340	613,15	0,001631	0,000647
-100	173,15	0,005775	0,003693	+350	623,15	0,001605	0,000621
-90	183,15	0,005460	0,003435	+360	633,15	0,001579	0,000606
-80	193,15	0,005177	0,003205	+370	643,15	0,001555	0,000591
-70	203,15	0,004923	0,003000	+380	653,15	0,001531	0,000577
-60	213,15	0,004692	0,002816	+390	663,15	0,001508	0,000562
-50	223,15	0,004481	0,002651	+400	673,15	0,001486	0,000548
-40	233,15	0,004289	0,002501	+420	693,15	0,001443	0,000522
-30	243,15	0,004113	0,002364	+440	713,15	0,001402	0,000497
-20	253,15	0,003950	0,002240	+460	733,15	0,001364	0,000474
-10	263,15	0,003800	0,002126	+480	753,15	0,001328	0,000452
0	273,15	0,003661	0,002022	+500	773,15	0,001293	0,000431
+10	283,15	0,003532	0,001926	+520	793,15	0,001261	0,000411
+20	293,15	0,003411	0,001837	+540	813,15	0,001230	0,000391
+30	303,15	0,003299	0,001755	+560	833,15	0,001200	0,000373
+40	313,15	0,003193	0,001678	+580	853,15	0,001172	0,000355
+50	323,15	0,003095	0,001607	+600	873,15	0,001145	0,000338

Клаузиуса

$$\Delta \tilde{H}_v = T (\tilde{V}_v - \tilde{V}_l) (dp/dT). \quad (10)$$

При низких давлениях величиной $\tilde{V}_l$ (молярный объем жидкой фазы) можно пренебречь по сравнению с $\tilde{V}_v$ (молярный объем насыщенного пара). Если, кроме того, вместо $\tilde{V}_v$ взять удельный объем идеального газа (т. е. $Z=1$), то $\tilde{V}_v = \tilde{R}T/p$, уравнение упрощается и принимает вид

$$\Delta \tilde{H}_v = T \frac{\tilde{R}T}{p} \frac{dp}{dT} = \tilde{R} \frac{T^2}{p} \frac{dp}{dT} = \tilde{R} \frac{d \ln p}{d(1/T)}. \quad (11)$$

Если на таком графике тангенс угла наклона кривой насыщения в точке кипения оценивается по соответствующему тангенсу для прямой, проведенной из точки кипения в критическую точку, последнее выражение обращается в параметр Трутона.

Поскольку условия $Z=1$ и $\tilde{V}_v = \tilde{R}T/p$ выполняются только в области низких давлений, для оценки теплоты испарения при других температурах были предложены другие методы. Если какое-либо одно значение $\Delta \tilde{H}_v$ известно (например, для нормальной точки кипения), неплохие результаты получаются с помощью соотношения

$$\frac{\Delta \tilde{H}_{v1}}{\Delta \tilde{H}_{v2}} = \left(\frac{1-T_{r1}}{1-T_{r2}} \right)^n, \quad (12)$$

где $n=0,38$ для неассоциированных жидкостей согласно данным [8].

Д. Удельная теплоемкость.

Идеальные газы. Удельная теплоемкость идеальных газов близка к удельной теплоемкости реальных газов в области низких (приведенных) давлений и высоких (приведенных) температур. Эта область примерно ограничена значениями $T_r > 2$ для $p_r < 0,4$ и $T_r > 4$ для $p_r < 4$ (см. ниже). Удельная теплоемкость при постоянном давлении $\bar{C}_p$ составляет 30 кДж/(кмоль·К), причем она возрастает с ростом температуры.

Согласно кинетической теории газов внутренняя энергия идеального газа совпадает с кинетической энергией составляющих его молекул, при этом пренебрегают колебаниями атомов внутри молекул, а также энергией взаимодействия молекул, которая является функцией расстояния между ними.

В одноатомных газах кинетическая энергия состоит только из энергии поступательного движения, тогда как в многоатомных газах — из равномерно распределенной энергии поступательного и вращательного движения. На каждую степень свободы приходится одинаковое количество энергии: $\bar{R}/2 = 4157$ кДж/(кмоль·К).

В идеальных газах разность между удельными теплоемкостями при постоянном давлении $\bar{C}_p$ и при постоянном объеме $\bar{C}_v$, кДж/(кмоль·К),

$$\bar{C}_p - \bar{C}_v = p \frac{d\bar{V}}{dT} = \bar{R} = 8314,3. \quad (13)$$

Итак, для идеальных газов согласно кинетической теории газов имеют место следующие соотношения для удельных теплоемкостей, кДж/(кмоль·К):

для одноатомных (три степени свободы поступательного движения для трех пространственных направлений)

$$\bar{C}_p = 5/2 \bar{R} = 20,8; \quad (14)$$

$$\bar{C}_v = 3/2 \bar{R} = 12,5; \quad (15)$$

для двухатомных (две дополнительные степени свободы вращательного движения)

$$\bar{C}_p = 7/2 \bar{R} = 29,1; \quad (16)$$

$$\bar{C}_v = 5/2 \bar{R} = 20,8; \quad (17)$$

для трехатомных (еще одна дополнительная степень вращательного движения)

$$\bar{C}_p = 8/2 \bar{R} = 33,3; \quad (18)$$

$$\bar{C}_v = 6/2 \bar{R} = 24,9. \quad (19)$$

Реальная удельная теплоемкость одноатомных газов при температурах, существенно больших температуры насыщения, действительно имеет значения, предсказываемые кинетической теорией газов. Двухатомные и многоатомные газы имеют, однако, более высокие удельные теплоемкости вследствие упругих колебаний молекул, которыми пренебрегает эта теория. Такие колебания возбуждаются столкновениями, которые передают минимальный квант энергии $h\nu$ (где h — постоянная Планка, равная $6,6253 \cdot 10^{-34}$ Дж·с, а ν — частота колебаний молекулы как упругого вибратора, c^{-1}). С ростом температуры число столкновений, удовлетворяющих этому требованию, также растет, таким образом увеличивая вклад колебательной энергии в полную энергию многоатомного (но по-прежнему идеального) газа.

В реальных газах благодаря силам взаимодействия между молекулами разность $\bar{C}_p - \bar{C}_v$ превышает $\bar{R}$, когда расстояния между молекулами становятся малыми. Фактически это происходит при низких температурах или высоких давлениях.

Удельная теплоемкость многоатомного идеального

газа может быть рассчитана на основе спектроскопических данных о его молекулах. Однако точный расчет этих данных на основе знания структуры молекулы возможен только для очень простых молекул. Частота колебаний отдельного атома зависит в сильной степени от вида связи его с ближайшими соседями в молекуле и значительно меньше от структуры остальной части молекулы. Таким образом, определенные атомные группы вносят вполне определенные вклады в удельную теплоемкость многоатомного газа вне зависимости от того, какие другие группы имеются в молекуле. В [23] приведен достаточно точный метод, позволяющий учитывать вклады атомных групп (см. также [1]).

Другой метод, при котором требуется меньше табличных данных, был предложен в [24 и 25]. По этому методу одна определенная частота приписывается крутильным колебаниям и другая частота — продольным колебаниям для любых типов связи. Это эквивалентно пренебрежению реальным влиянием любого атома в молекуле на колебательные частоты всех остальных атомов. Метод дает ошибку не свыше $\pm 5\%$ в температурном диапазоне от 200 до 1000 К и выше (иначе говоря, до температуры разложения почти всех органических веществ).

Молярная теплоемкость идеального многоатомного газа $\bar{C}_{pid}$ рассчитывается по уравнению

$$\bar{C}_{pid}/\bar{R} = 4 + n_r/2 + \sum n_i \Delta_{vi} + \frac{3z - 6 - n_r - n}{n} \sum n_i \Delta_{\delta i}, \quad (20)$$

где $\Delta_{vi} = f(\omega_{vi}/T)$ — вклад продольного колебания данного типа связи; $\Delta_{\delta i} = f(\omega_{\delta i}/T)$ — вклад крутильного колебания данного типа связи; ω_{vi} — частота продольных колебаний; $\omega_{\delta i}$ — частота крутильных колебаний; n_r — число связей типа i ; n_i — число связей, допускающих вращение

Таблица 3. Связанные частоты и связанные постоянные для расчета удельной теплоемкости газов, паров и жидкостей [25, 26]

Тип связи	ω_v	ω_δ	ΔG	ΔL
C—H (алифатическая)	2914	1274	5,10	4,16
C—C (алифатическая)	989	390	—1,10	1,07
C=C (алифатическая симметричная)	1618	599	5,68	6,36
C=C (алифатическая асимметричная)	1664	421	5,68	6,36
C≡C (алифатическая)	2215	333	—	—
C—H (ароматическая)	3045	1318	5,10	4,16
C—C (ароматическая)	989	390	—1,10	1,07
C=C (ароматическая)	1618	844	5,68	6,36
C—I	500	260	—	—
C—Br	560	280	15,54	15,33
C—Cl	650	330	12,91	1—655
C—F	1050	530	—	—
C—S	650	330	—	—
S—S	1050	530	—	—
S—S	500	260	—	—
S—H	2570	1050	—	—
C—N	990	390	0,40	0,24
C=N	1620	845	—	—
N—N	990	390	—	—
N—H	2920	1320	5,57	5,00
N—O	1030	205	—	—
N=O	1700	390	8,17	8,28
C—O	1030	205	2,05	2,78
C=O	1700	390	9,93	9,08
O—H	3420	1150	4,64	5,07
O—O	850	(300)	—	—
Циклическая	—	—	4,80	—0,43

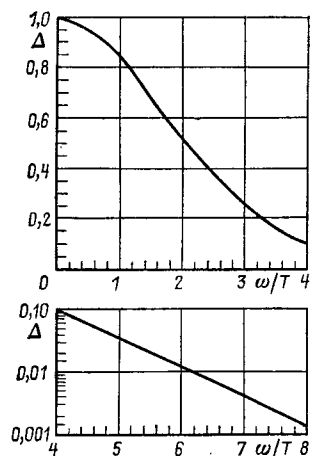


Рис. 3. Графики $\Delta = f(\omega/T)$ для использования в уравнениях (20) и (23) [24]

одной части молекулы относительно другой, т. е. связи С—С, О—О и связи С—О в простых и сложных эфирах; n — полное число связей в молекуле; z — число атомов в молекуле. Колебательные частоты, приписываемые различным типам органических связей, приведены в табл. 3. Величины Δ_{vi} и $\Delta_{\delta i}$ являются функциями соответственно ω_{vi}/T и $\omega_{\delta i}/T$. Они представлены на рис. 3.

Этот метод неприменим к сильно ассоциированным парам, поскольку они слишком сильно отличаются от модели идеального газа.

Реальные жидкости и газы. Для реальных жидкостей и газов во всем диапазоне приведенных давлений и температур молярную теплоемкость при постоянном давлении можно рассчитать по уравнению

$$\tilde{C}_p = \tilde{C}_{pid} + \Delta\tilde{C}_p. \quad (21)$$

Избыточная (по отношению к идеальному газу) теплоемкость может быть представлена как функция приведенного давления p_r , приведенной температуры T_r и ацентрического фактора ω :

$$\Delta\tilde{C}_p = \tilde{R}(\Delta_0 + \omega\Delta_1), \quad (22)$$

где Δ_0 и Δ_1 являются функциями p_r и T_r , представленными на рис. 4 и 5 [4, 43].

Метод применим во всем диапазоне изменения p_r и T_r , но не дает хороших результатов в окрестности критической точки. Ниже критической точки кривые распадаются на две ветви, соответствующие жидкости и пару.

Жидкости. Удельные теплоемкости жидкостей ниже их нормальной точки кипения обычно лежат в диапазоне 1,6—2,1 кДж/(кг·К), за исключением некоторых более высоких значений удельной теплоемкости для таких жидкостей, как вода, аммиак [до 4,6 кДж/(кг·К)], и более низких для галогидных соединений [до 0,42 кДж/(кг·К)]. В области низких давлений удельные теплоемкости жидкостей растут с температурой. Для оценки их значений можно использовать метод, предложенный в [24], который весьма близок к методу, изложенному выше. Соответствующее уравнение

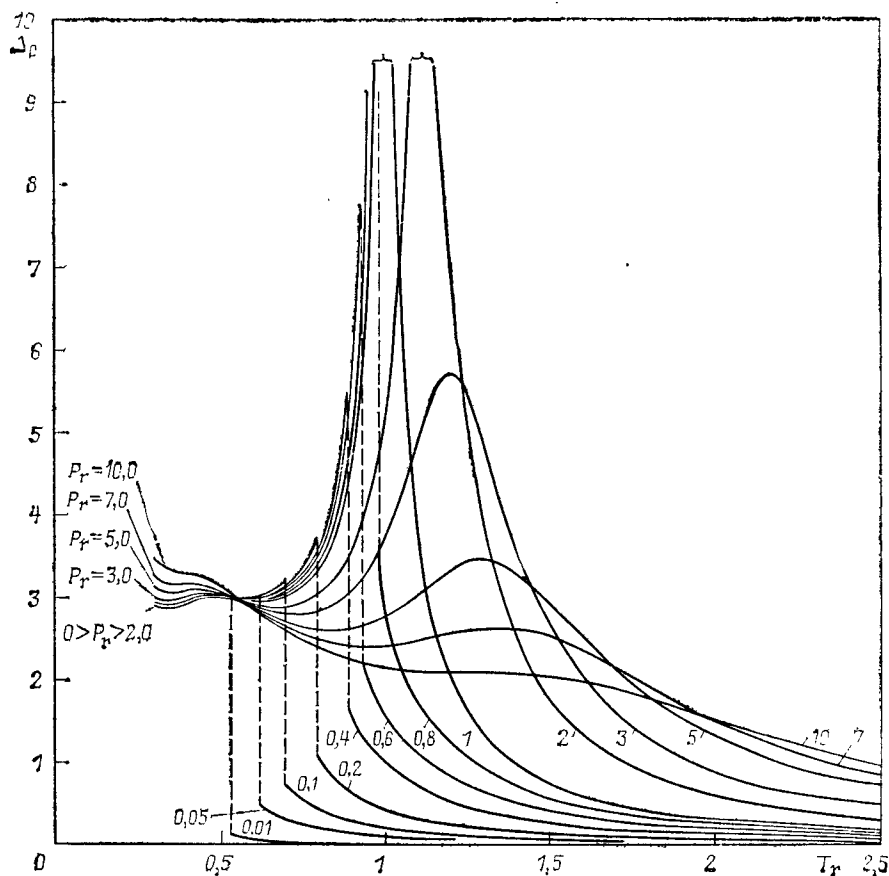


Рис. 4. График $\Delta_0 = f(T_r, p_r)$ для использования в (22) [43]

имеет вид

$$\tilde{C}_{pid}/(\tilde{R}k) = 6 + n_r + \sum n_i \Delta_{vi} + F \frac{3z - 6 - n_r - n}{n} \sum n_i \Delta \delta_i, \quad (23)$$

где F — поправочный коэффициент, который следует брать из рис. 6; k — коэффициент, определяемый по формуле

$$k = (\Sigma \Delta G / \Sigma \Delta L)^7,$$

где ΔG и ΔL — величины, данные в табл. 3.

Относительное вращение части молекулы в жидкостях возможно только при связях С—С, поэтому n_r означает число алифатических связей С—С в молекуле. Если в молекуле имеются типы связей, для которых в табл. 3 не приведены значения ΔG и ΔL , то k оценивается на основе тех связей, для которых значения этих величин известны. Ожидаемая погрешность составляет $\pm 10\%$, особенно для первых членов гомологических рядов или же для температур ниже 220 К.

В [26] предложено уравнение, описывающее теплоемкости веществ тех же гомологических рядов, согласно которому достаточно знать лишь их молярные массы:

$$C_p = C \tilde{M}^n. \quad (24)$$

Таблица 4. Значения постоянных C и n для расчета удельных теплоемкостей жидкостей [26]

Ряд	C	n
Спирты	3560	—0,10
Кислоты (органические)	3800	—0,152
Кетоны	2460	—0,0135
Сложные эфиры	2510	—0,0573
Амины (алифатические)	6820	—0,22
Нитрилы (алифатические)	3030	—0,0733
Углеводороды (алифатические)	3660	—0,113
Углеводороды (ароматические)	1370	+0,0485
Монохлор (алифатические)	640	+0,229
Полихлор (алифатические)	19 800	—0,63

Постоянные C и n можно оценить, если известны теплоемкости по крайней мере двух членов данного гомологического ряда. Для некоторых гомологических рядов значения C и n приведены в табл. 4. Погрешность в большинстве случаев не превышает $\pm 5\%$.

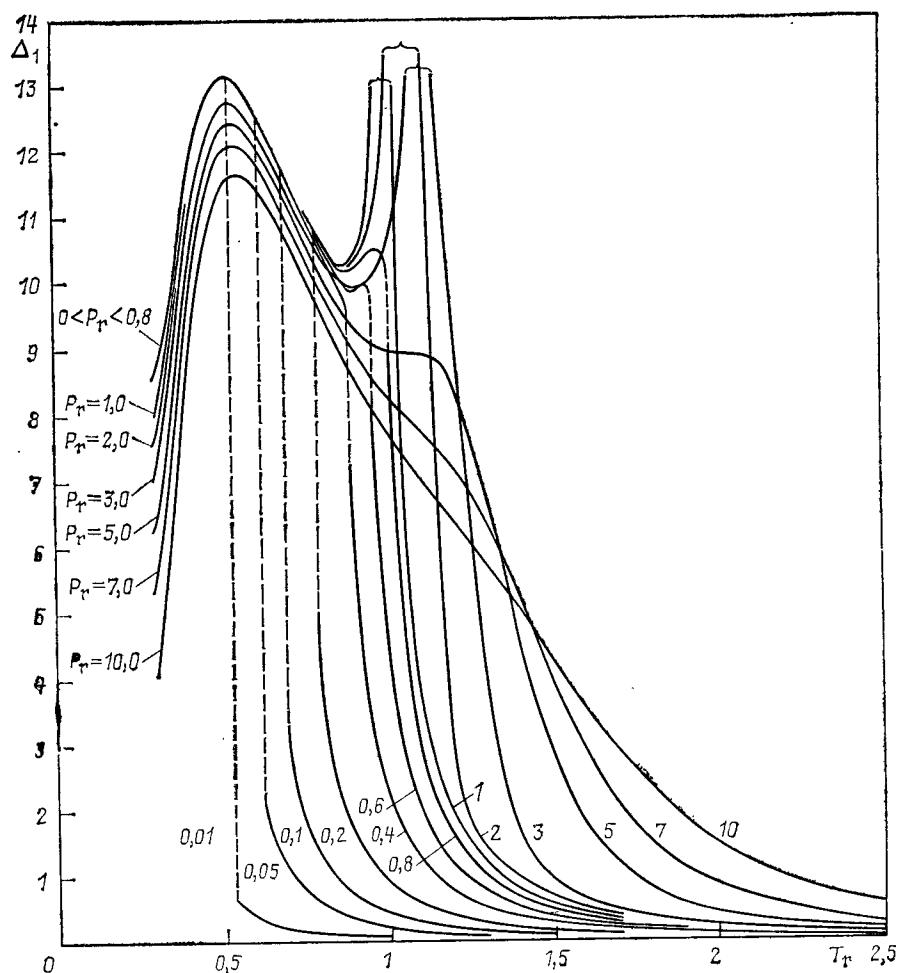


Рис. 5. График $\Delta_1 = f(T_r, p_r)$ для расчета по (22) [43]

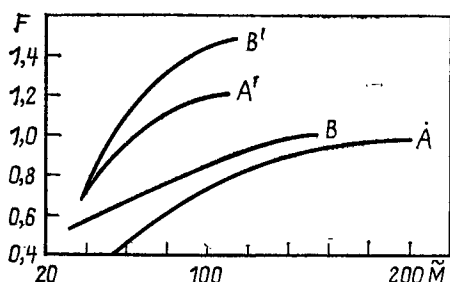


Рис. 6. Поправочный коэффициент F в зависимости от молекулярной массы M для (23) [24]

4.1.4. Коэффициенты переноса

А. Вязкость. Под вязкостью здесь понимается динамическая (абсолютная) вязкость η , измеряемая в Па·с, что эквивалентно единице измерения кг/(м·с), в то время как кинематическая вязкость, измеряемая в м²/с, получается просто как частное от деления динамической вязкости на плотность.

Вязкость газов. При обычной температуре значения вязкости газов, как правило, лежат в диапазоне $10 \cdot 10^{-6} < \eta < 20 \cdot 10^{-6}$ Па·с, причем они растут с температурой. В области низких давлений (0,01—1 МПа) динамическая

вязкость газов и паров практически не зависит от давления. Однако при более высоких давлениях поведение реальных газов все больше отличается от поведения идеального газа, причем вязкость существенно возрастает с давлением особенно в окрестности критического давления.

Для большого числа простых газов вязкость можно определить по кривым на рис. 1 [27]. Для этого необходимо знать критические температуру и давление, а также молекулярную массу газа. Средняя погрешность не превышает $\pm 6\%$, за исключением газов, для которых существуют квантовые эффекты, таких, как гелий и водород, газов с длинными молекулярными цепями, парафинов выше гептана, а также газов с большими дипольными моментами, например воды и спиртов. На рис. 1 представлена зависимость обобщенной вязкости $\xi\eta$ от приведенного давления и температуры:

$$\xi = \frac{T_c^{1/6} \bar{R}^{1/6} \bar{L}^{1/3}}{\bar{M}^{1/2} p_c^{2/3}} = 3,8 \cdot 10^9 = \frac{T_c^{1/6}}{\bar{M}^{1/2} p_c^{2/3}}, \quad (1)$$

где T_c , К; $\bar{R}$, кДж/(кмоль·К), $\bar{M}$, кг/кмоль; p_c , Па, $\bar{L}$ — число Лошмита, равное $6,0252 \cdot 10^{26}$ кмоль⁻¹. В этом случае значение ξ получается в (Па·с)⁻¹. Значения величины ξ для ряда газов приведены в табл. 1.

Вязкость жидкостей. Вязкости жидкостей меняются в диапазоне от $1 \cdot 10^{-4}$ Па·с до бесконечности. Вязкость воды при 20 °С составляет $1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, причем она быстро уменьшается с ростом температуры. В то время как в

Таблица 1. Численные значения ξ для определения вязкости газов по рис. 1 [27]

Вещество	$10^6 \xi, \text{м}^2/(\text{Н} \times \text{с})$	Вещество	$10^6 \xi, \text{м}^2/(\text{Н} \times \text{с})$	Вещество	$10^6 \xi, \text{м}^2/(\text{Н} \times \text{с})$
Гелий	0,67004	Циклические парафины:		Галогенозамещенные органические вещества:	
Неон	0,08161	Циклопропан	0,05100	Хлорметил	0,04121
Аргон	0,04834	Циклопентан	0,04695	Бромметил	0,02619
Криптон	0,03248	Циклогексан	0,04669	Дихлорметан	0,03400
Ксеон	0,02620	Ароматические вещества:		R22 (CHF ₂ Cl)	0,03787
Водород	0,40306	Бензол	0,04268	R21 (CH ₂ Cl ₂)	0,03787
Дейтерий	0,24877	Толуол	0,04397	CF ₄	0,03849
Азот	0,07120	1,2,3-Триметилбензол	0,04642	CCl ₄	0,03196
Кислород	0,05270	Дифенилметан	0,04405	Хлорэтил	0,04342
Воздух	0,06560	Ацетилены:		Серозамещенные органические вещества:	
Хлор	0,03161	Ацетилен	0,05713	Тиофен	0,03752
Парафины:		Метилацетилен	0,05904	Неорганические вещества:	
Метан	0,08183	Спирты:		Вода	0,03341
Пропан	0,05839	Метиловый	0,04767	Хлористый водород	0,04017
n-Бутан	0,05614	Этиловый	0,04608	Бромистый водород	0,02696
i-Бутан	0,05729	i-Пропиловый	0,04676	Йодистый водород	0,02247
n-Пентан	0,05545	n-Пропиловый	0,04893	Сульфид водорода	0,04035
i-Пентан	0,05571	n-Бутиловый	0,04711	Синильная кислота	0,06979
Гексан	0,05522	Простые эфиры:		Двуокись серы	0,06979
2,2,3-Триметилбутан	0,05172	Диметилэфир	0,04981	Аммиак	0,04947
n-Гептан	0,05539	Диэтилэфир	0,05676	Закись азота	0,03972
n-Октан	0,05567	Дифенилэфир	0,04118	Окись азота	0,03972
n-Нонан	0,05618	Кетоны:		Нитрозилхлорид	0,02991
Олефины, диолефины:		Ацетон	0,04981	Окись углерода	0,02373
Этилен	0,06191	Сложные эфиры:		Двуокись углерода	0,03917
Пропилен	0,05622	Метилацетат	0,04449	Сульфид углерода	0,03941
1-Бутен	0,05489	Этилформиат	0,04451	Дисульфид углерода	0,03144
2-Бутен	0,05448	Этилацетат	0,04695	Трифторбор	0,03997
i-Бутен	0,05348	Этилпропионат	0,04808	Фосфин	0,04888
2-Пентен	0,04954	Пропилацетат	0,04822	Силан	0,05957
3-Метил-1-бутен	0,04977	i-Бутилформиат	0,04360		
Гексен	0,05437	i-Бутилацетат	0,04682		
1,3-Бутадиен	0,05336	n-Бутилацетат	0,04777		
1,5-Гексадиен	0,05539				

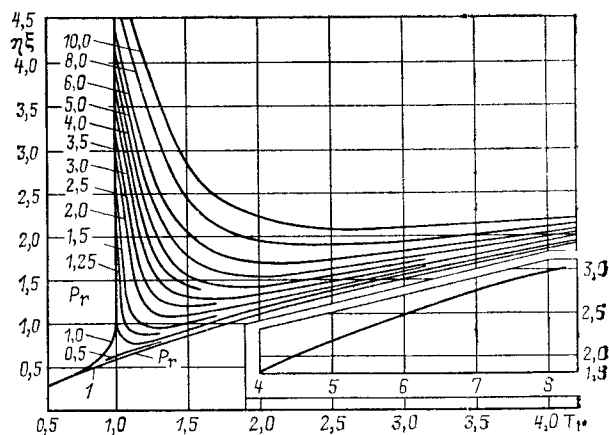


Рис. 1. График обобщенной вязкости $\eta\xi = f(T_r, p_r)$ для (1) [27]; 1 — кривая точек росы

газах вязкость обусловлена обменом импульсами между «слоями», обладающими различной скоростью, вязкость жидкости связана с силами межмолекулярного взаимодействия, препятствующими перемещению прилегающих слоев. По этой причине вязкость жидкостей уменьшается с ростом температуры.

Ни одна из многочисленных попыток построения общей теории не оказалась успешной. При расчетах по методу, предложенному в [28], который описан ниже, используются атомные и структурные постоянные, определяемые эмпирически. Из этих величин, приведенных в табл. 2, а и 26, складывается значение величины J , входящей в следующее уравнение:

$$\lg(\lg \eta + 4) = \frac{J}{M} \rho \cdot 10^{-3} - 2,9. \quad (2)$$

Вязкость η получается в Па·с, если молярная масса берется в кг/моль, а плотность — в кг/м³. Метод пригоден для грубой оценки вязкости при комнатной температуре у жидкостей, которые имеют точку замерзания ниже и точку кипения выше 20 °С. Метод совершенно непригоден, если в состав вещества входит сера. Для других неассоциированных жидкостей погрешность находится в пределах $\pm 30\%$. Для кислот результаты оказываются слишком заниженными; для хлорзамещенных углеводородов они зачастую слишком завышены.

Ниже нормальной точки кипения для жидкостей предложено уравнение вида [29]

$$\lg(8600\eta/\rho^{1/2}) = \theta(1/T_r - 1). \quad (3)$$

Вязкость η получается в Па·с, если взять плотность в кг/м³, а величина θ складывается из постоянных, приведенных в табл. 3.

По имеющимся данным этот метод дает более точные результаты, чем вышеописанный метод Саудерса, для веществ ароматического ряда, следующих за бензолом, ненасыщенных соединений и парафинов. Он применим также к соединениям, содержащим серу, но дает погрешность, достигающую $\pm 80\%$ для хлорзамещенных соединений, кислот, спиртов, альдегидов, аминов, нафтонов и гетероциклических веществ. Делая выводы о точности методов оценки вязкости жидкостей, следует иметь в виду, что диапазон изменения ее очень широк, вследствие чего погрешность $\pm 50\%$ все еще приемлема.

Температурная зависимость вязкости жидкостей. Как уже говорилось, вязкость жидкостей быстро уменьшается с ростом температуры. В качестве приближенного можно выдвинуть утверждение, что при температурах, на несколько градусов превышающих температуру плавления,

вязкость многих жидкостей близка к $2 \cdot 10^{-3}$ Па·с, причем ее значение падает до $0,3 \cdot 10^{-3}$ Па·с при нормальной температуре кипения. В указанном диапазоне температур логарифм вязкости почти обратно пропорционален температуре. С приближением к точке замерзания, однако,

Таблица 2а. Атомные и групповые постоянные для расчета J в уравнении Саудерса [28]

Элемент	Постоянная	Элемент	Постоянная	Элемент	Постоянная
C	50,2	OH	57,1	CH ₂	55,6
H	2,7	Cl	60,0	COO	90,0
O	29,7	Br	79,0	COOH	104,4
N	37,0	I	110,0	NO ₂	80,0

Таблица 2б. Структурные постоянные для расчета J в уравнении Саудерса [28]

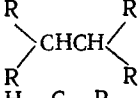
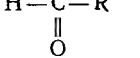
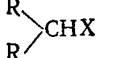
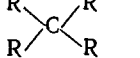
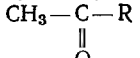
Структурный элемент	Постоянная
Двойная связь	—15,5
Кольцо 5—C	—24,0
Кольцо 6—C	—21,0
Боковая группа на кольце 6—C: при $M < 17$ при $M > 16$	—9,0 —17,0
	8,0
	10,0
Орто и пара	3,0
Мета	1,0
—CH=CHCH ₂ X	4,0
	6,0
(X-отрицательная группа)	
	13,0
	5,0

Таблица 3. Структурные постоянные для расчета θ в уравнении Томаса

Структурный элемент	Постоянная	Структурный элемент	Постоянная
Двойная связь	0,478	C	—0,462
C ₆ H ₆	0,385	H	0,249
CO в кетонах и сложных эфирах	0,105	O	0,054
CN в нитрилах	0,381	Cl	0,340
S	0,043	Br	0,326
		I	0,335

вязкость часто возрастает. Напротив, при температурах выше нормальной точки кипения падение вязкости происходит более стремительно, чем это было бы при логарифмической зависимости, справедливой в промежуточной области.

На основе некоторых теоретических соображений в [30] в логарифмическую функцию введена плотность жидкости. В результате получено уравнение

$$\eta = 10^{-6} A \rho^{1/3} e^{c\rho/T}. \quad (4)$$

Постоянные A и c в этом уравнении можно определить по двум или большему числу значений вязкости η_1, η_2 при различных температурах T_1, T_2 , а также по соответствующим значениям плотности ρ_1, ρ_2 :

$$c = \left[\ln(\eta_1/\eta_2) + \frac{1}{3} \ln(\rho_2/\rho_1) \right] / [\rho_1/T_1 - \rho_2/T_2]; \quad (5)$$

$$A = 10^6 \eta \rho^{-1/3} e^{-c\rho/T}. \quad (6)$$

По имеющимся данным метод дает хорошие значения как для органических, так и для неорганических жидкостей и даже для жидких металлов. Он пригоден не только для области, лежащей между экспериментальными значениями, которые используются в (5), (6), но и для экстраполяции вплоть до области, примыкающей к критической. Не следует, однако, забывать о неточности экспериментальных значений; по этой причине величины A и c не следует определять по слишком близким значениям вязкости. Если жидкость сильно ассоциирована, значения c очень высоки при низких температурах, но принимают обычные значения по мере роста температуры. Это означает, что величина c для таких жидкостей не является постоянной. Численные значения A и c в (4) приведены в табл. 4. При их использовании вязкость получается в Па·с, если плотность брать в кг/м³. Табулированные значения получены на основе экспериментальных значений вязкости между 273 и 373 К. В этом диапазоне максимальная погрешность не превышает $\pm 1\%$; для жидкостей, помеченных знаком $\pm$, она может достигать от ± 5 до $\pm 20\%$.

В [31] построена диаграмма, представленная на рис. 2, которая показывает приближенное изменение вязкости с изменением температуры для многих жидкостей, исключая ртуть, но включая воду. Для того чтобы использовать эту диаграмму, нужно взять известное значение вязкости и продвинуться вдоль кривой на расстояние, соответствующее нужному изменению температуры.

Зависимость вязкости жидкостей от давления. Вязкость всех жидкостей возрастает с давлением. Большинство данных свидетельствует, что логарифм η является почти ли-

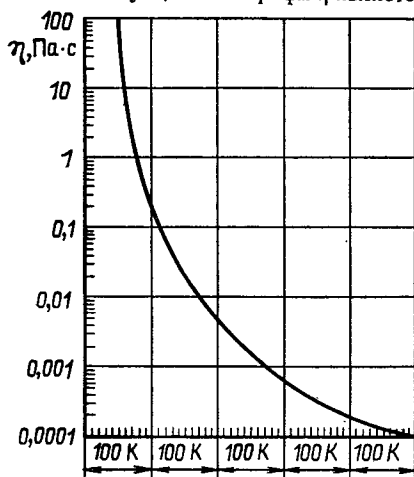


Рис. 2. Зависимость вязкости жидкостей от температуры [31]

Таблица 4. Численные значения постоянных A и c в [30], уравнениях (4) и (7)

Вещество	A	c
Вода	0,588	1,534
Ртуть	24,67	0,021
Хлор	11,53	0,197
Бром	7,08	0,213
Йод	15,35	0,220
Парафины:		
Пентан	4,34	0,855
Гексан	4,55	0,929
Гептан	4,53	0,990
Октан	4,37	1,098
<i>i</i> -Пентан	4,36	0,856
<i>i</i> -Гексан	4,54	0,900
<i>i</i> -Гептан	4,49	0,974
Ароматические вещества:		
Бензол	3,38	1,000
Этилбензол	4,58	0,922
<i>o</i> -Ксилол	4,17	1,007
<i>m</i> -Ксилол	4,65	0,893
<i>p</i> -Ксилол	4,36	0,931
Толуол	4,39	0,912
Олефины:		
Изопрен	4,49	0,731
1,5-Гексадиен	4,16	0,854
Триметиэтилен	4,70	0,721
Галогеносодержащие вещества:		
Хлорпропил	5,02	0,655
<i>i</i> -Хлорпропил	4,59	0,683
<i>i</i> -Хлорбутыл	4,43	0,797
Хлораллил	4,78	0,611
Хлорметилен	5,77	0,422
Хлорэтилен	4,44	0,668
Хлорэтилен	4,98	0,557
Хлороформ	6,07	0,412
CCl ₄	3,97	0,560
Тетрахлорэтилен	6,80	0,436
Бромэтил	5,46	0,378
Бромпропил	5,27	0,473
<i>i</i> -Бромпропил	4,91	0,492
<i>i</i> -Бромбутил	4,80	0,605
Бромаллил	5,08	0,444
Бромацетилен	6,52	0,315
Бромпропилен	4,73	0,505
<i>i</i> -Бромбутилен	3,76	0,656
Бромэтилен	4,79	0,446
Йодистый метил	5,40	0,247
Йодистый этил	5,68	0,319
Йодистый пропилен	5,43	0,406
Йодистый <i>i</i> -пропил	5,30	0,410
Йодистый <i>i</i> -бутил	4,90	0,499
Йодистый аллил	5,23	0,389
Фторбензол	5,14	0,695
Хлорбензол	5,48	0,703
Йодбензол	5,47	0,516
Серосодержащие вещества:		
Тиофен	4,40	0,739
Метилмеркаптан	5,30	0,610
Этилмеркаптан	5,08	0,779
Дисульфид углерода	7,29	0,356
Спирты:		
Метиловый	2,69	1,171
Этиловый	2,28	1,491
Пропиловый	1,05	1,986
Бутиловый	0,783	2,174

Продолжение табл. 4

Вещество	A	c
Аллиловый	1,33	1,609
i-Пропиловый	0,352	2,446
i-Бутиловый ¹	0,34	0,262
Диметилэтилкарбинол ¹	0,097	3,111
Триметилкарбинол ¹	0,039	3,574
Амиловый активный	0,298	2,688
Амиловый неактивный	0,515	2,640
Кислоты и ангидриды:		
Муравьиная кислота	2,25	1,036
Уксусная кислота	4,28	0,927
Укусный ангидрид	4,57	0,809
Пропионовая кислота	5,13	0,904
Пропионовый ангидрид	4,18	0,952
Масляная кислота	4,19	1,107
i-Масляная кислота	4,55	1,048
Сложные эфиры:		
Метилформиат	5,24	0,571
Этилформиат	4,92	0,657
Пропилформиат	4,51	0,799
Метилацетат	4,63	0,668
Этилацетат	4,40	0,767
Пропилацетат	4,06	0,891
Метилпропионат	4,98	0,719
Этилпропионат	4,33	0,838
Метилбутират	4,25	0,862
Метил-i-бутират	4,37	0,827
Простые эфиры:		
Диэтилэфир	4,44	0,571
Метилпропиловый	4,46	0,675
Этилпропиловый	4,25	0,843
Дипропиловый	4,14	0,951
Метил-i-бутиловый	4,34	0,825
Этил-i-бутиловый	4,12	0,952
Карбонильные вещества:		
Ацетальдегид	4,80	0,610
Ацетон	4,91	0,720
Метилэтилкетон	4,53	0,834
Диэтилкетон	4,76	0,848
Метилпропилкетон	4,72	0,884

¹ Для этих веществ ожидаемая погрешность превышает 5%.

нейной функцией давления в диапазоне от 100 до 400 МПа. Для воды и ртути увеличение вязкости очень мало, особенно при низких температурах. Для масел в качестве грубого правила замечено [32], что увеличение давления на 10 МПа оказывает примерно то же воздействие на вязкость, что и уменьшение температуры на 3 К.

Зависимость вязкости от давления более сильна для жидкостей с большой начальной вязкостью и для жидкостей с более разветвленными молекулами. Другая часть зависимости связана с плотностью жидкости и зависимостью последней от давления, т. е. со сжимаемостью жидкости. В [30] приведено такое соотношение

$$\eta_p/\eta_0 = (\rho_p/\rho_0)^{1/6} (k'_0/k'_p)^{1/2} \exp \{c(\rho_p - \rho_0)/T\}, \quad (7)$$

где индексы p , 0 соответствуют высокому и низкому давлению; коэффициент изотермической сжимаемости $k' = -(1/\bar{V})(\partial \bar{V}/\partial p)_T$, который можно оценить (например, по рис. 3, § 4.1.2), если экспериментальные данные отсутствуют. Поскольку на этом рисунке величина Z дана как

функция p_r , приходится рассчитать величину

$$\frac{1}{\bar{V}} \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial p} \right)_T = -\frac{1}{p} \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T = -\frac{1}{p_c^2} \frac{1}{p_r} \left(\frac{\partial Z}{\partial p_r} \right)_T, \quad (8)$$

где величина $(\partial Z/\partial p_r)_T$ при $T_r = \text{const}$ берется при нужных значениях p_r и T_r ; c — см. п. А.

В. Теплопроводность.

Теплопроводность газов. За исключением водорода [$\lambda = 0,18$ Вт/(м·К) при 300 К] и гелия [$\lambda = 0,15$ Вт/(м·К) при 300 К], теплопроводность газов и паров лежит в диапазоне $0,01 < \lambda < 0,025$ Вт/(м·К). Существование теплопроводности в газах объясняется кинетической теорией как обмен энергией при столкновении молекул газа. По этой причине λ , Вт/(м·К), оказывается связанной с удельной теплоемкостью газа $\bar{C}_v/\bar{V}$, средней скоростью частицы v и средней длиной свободного пробега l :

$$\lambda = \frac{1}{3} \bar{C}_v \frac{v}{\bar{V}}. \quad (9)$$

Как правило, величины v и l неизвестны, но существует соотношение между теплопроводностью λ и вязкостью η . Согласно кинетической теории газов динамическая вязкость, Па·с, может быть представлена в виде

$$\eta = \frac{1}{3} \rho v l = \frac{1}{3} \frac{\bar{M}}{\bar{V}} v l, \quad (10)$$

вследствие чего справедливо следующее соотношение для теплопроводности, Вт/(м·К):

$$\lambda = \eta \bar{C}_v / \bar{M}. \quad (11)$$

Практически, однако, это соотношение приходится корректировать, чтобы добиться соответствия экспериментальным данным. На основе теоретического рассмотрения, но с некоторыми упрощающими предположениями, в [33] предложена следующая модификация соотношения (11):

$$\lambda = \frac{\bar{C}_v}{\bar{M}} \frac{9k-5}{4}, \quad (12)$$

где $k = \bar{C}_p/\bar{C}_v$. Поправочные множители должны иметь следующие значения:

	k	$(9k-5)/4$
Одноатомные газы	1,67	2,50
Двухатомные газы	1,40	1,90
Трехатомные газы	1,33	1,74

Примечание. Для многоатомных газов значение поправочного множителя стремится к 1,0 при $k \rightarrow 1,0$.

Формула (12) дает хорошие результаты для диапазона давлений от 0,01 до 1 МПа и в температурном диапазоне от 80 до 1000 К. Рассчитанные по ней значения обычно дают нижние пределы реальных значений, но, как правило, не превышают — 20 %.

Температурная зависимость теплопроводности газов. В области низких давлений теплопроводность газов увеличивается с ростом температуры. Для одно- и двухатомных газов рост теплопроводности практически пропорционален температуре:

$$\lambda_2/\lambda_1 = T_2/T_1. \quad (13)$$

Для паров органических веществ в [34] рекомендуется следующее соотношение:

$$\lambda_2/\lambda_1 = (T_2/T_1)^m, \quad (14)$$

где $m = 1,786$.

Зависимость теплопроводности газов от давления. С ростом давления теплопроводность газов также возрас-

тает. При очень низких давлениях (т. е. при вакууме ниже примерно 0,001 МПа) средняя длина свободного пробега частично или полностью ограничена стенками сосуда, заключающего теплопроводящий газ. В этом диапазоне теплопроводность газа линейно растет с давлением. Выше этого давления рост теплопроводности с давлением существенно замедляется. При атмосферном давлении значение теплопроводности увеличивается примерно на 1% при росте давления на 0,1 МПа.

В качестве примера приведем заимствованный из [35] график для двухатомных газов (рис. 3).

Теплопроводность жидкостей. Теплопроводность жидкостей изменяется в значительно более широком диапазоне, чем коэффициент теплопроводности газов. Ниже приведены типичные значения коэффициента теплопроводности некоторых жидкостей, Вт/(м·К):

Органические жидкости	$0,12 < \lambda < 0,20$
Вода и другие полярные жидкости . . .	$0,20 < \lambda < 0,60$
Расплавы солей	$1,0 < \lambda < 4,0$
Жидкие металлы	$10 < \lambda < 100$

В точке плавления теплопроводность многих жидкостей уменьшается примерно на 15—30 % относительно своего значения в твердой фазе. С ростом температуры она продолжает уменьшаться. Для органических жидкостей рекомендовано несколько уравнений, но все они основываются на фундаментальном уравнении, предложенном в [36]:

$$\lambda = a \bar{C}_p \bar{V}^{-4/3}. \quad (15)$$

(Размерности для этого уравнения указаны ниже.) Если особой точности не требуется (погрешность меняется от ± 15 до ± 50 %), то можно использовать значение $a = 3,59 \cdot 10^{-5}$, приведенное в [36]. Для лучшей оценки постоянной a в [37] использована структурная постоянная $\Sigma \Delta \lambda$, составленная на основе структурных постоянных из табл. 5

Таблица 5. Структурные постоянные $\Delta \lambda$ для определения теплопроводности жидкости

Атомная группа	$\Delta \lambda$
Неразветвленные углеводороды: парафины, олефины, циклические углеводороды	0
Аутильные группы: CH_3	1 *
C_2H_5 —, — C_3H_7 —, C_4H_9 —	2 *
Заместители: F и Cl—	1 *, 3 **
Br—	
один атом	4
два атома	6
I (один)	5
ОН=изо	1 *
ОН=нормальный (два)	0
ОН=третичный (один)	5
Кислород: —C=O (кетоны, альдегиды)	0
—C—O (кислоты, сложные эфиры)	0
—C—O (простые эфиры)	2
NH_2 —	1 *

* Вклад каждой группы.
** Максимальное значение.

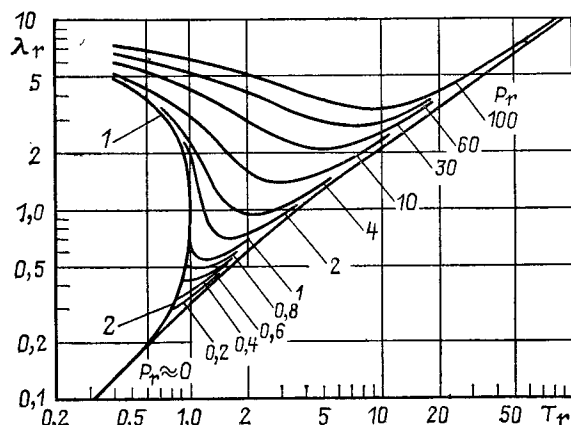


Рис. 3. Приведенная теплопроводность $\lambda_r = \lambda/\lambda_c$ для двухатомных газов [35]:

1 — насыщенная жидкость; 2 — насыщенный пар

н следующего выражения:

$$a = 10^{-4} \frac{(36,8 - 2\Sigma \Delta \lambda) (0,55/T_r)}{(\Delta \bar{H}_v/T_b) + \bar{R} \ln(273/T_b)}. \quad (16)$$

Коэффициент $0,55/T_r$ следует заменить на 1,0 для жидкостей с плотностями $\rho = 1000$ кг/м³ и выше. Метод непригоден для соединений, содержащих серу.

Уравнение (15) представлено в безразмерном виде: приведенные значения постоянных справедливы, если λ выражена в Вт/(м·К), $\bar{C}_p$ — в Дж/(кмоль·К), $\Delta \bar{H}_v$ — в кДж/кмоль, $\bar{V}$ — в м³/кмоль, $\bar{R} = 8,3143$ кДж/(кмоль·К). Индекс b означает, что данная величина относится к нормальной точке кипения.

Влияние температуры и давления на теплопроводность жидкостей. В общем случае теплопроводность жидкостей уменьшается с ростом температуры вплоть до температур, значительно превышающих критическую, т. е. до закритической области (см. также рис. 3). В области температур, существенно меньших критических, это уменьшение составляет примерно 1% на каждые 10 К приращение температуры. С ростом давления теплопроводность незначительно возрастает. Вплоть до давления 5 МПа этот эффект пренебрежимо мал, особенно при низких температурах. Однако влияние давления возрастает по мере приближения к критической точке.

С. Число Прандтля.

Число Прандтля газов. В диапазоне низких давлений и в диапазоне температур 200—1000 К число Прандтля согласно [33] определяется выражением

$$\text{Pr} = \frac{\bar{C}_p \eta}{M \lambda} \approx \frac{4}{9 - 5/k}, \quad (17)$$

где $k = \bar{C}_p/\bar{C}_v$.

В указанном диапазоне из (17) получают следующие значения числа Прандтля:

	k	Pr
Одноатомные газы	1,67	0,67
Двухатомные газы	1,40	0,73
Трехатомные газы	1,33	0,76

Примечание. Для многоатомных газов $\text{Pr} \rightarrow 1,0$ при $k \rightarrow 1,0$.

Для оценки чисел Прандтля при более высоких давлениях и температурах следует стремиться определить C_p , η и λ независимо.

Числа Прандтля жидкостей. Если для жидкости отсутствуют точные значения C_p , η и λ , расчеты числа Прандтля по оцененным значениям этих величин могут оказаться весьма неточными. В этом случае для сравнения можно использовать выражение [38]

$$\lg Pr = 0,0270 \Delta \tilde{H}_v / T - 1,80. \quad (18)$$

Это выражение вполне пригодно для практических целей, однако погрешность находится в пределах $\pm 50\%$. Для воды в [38] приводится несколько иное уравнение, обеспечивающее лучшее совпадение:

$$\lg Pr = 0,0244 \Delta \tilde{H}_v - 2,20. \quad (19)$$

При использовании этих уравнений следует брать T в К, $\Delta \tilde{H}_v$ в кДж/кмоль.

4.1.5. Поверхностное натяжение

А. Методика оценки поверхностного натяжения на основе физических свойств жидкостей и газов. Молекулы, находящиеся вблизи границы раздела двух фаз — жидкости и пара, подвержены действию различных сил вследствие различия плотностей фаз. Очевидно, что притяжение со стороны жидкости значительно выше, чем со стороны пара. Таким образом, поверхность стремится воспрепятствовать любым попыткам увеличить ее площадь, или, иными словами, перенос молекулы из глубины жидкой фазы в область межфазной границы требует совершения некоторой механической работы.

Поверхностное натяжение σ обычно определяется как сила на единицу длины в плоскости поверхности и измеряется в Н/м. Тот же результат получится, если σ определить как механическую работу, $H \cdot m = Дж$, которую необходимо совершить, чтобы увеличить площадь поверхности на $1 м^2$. Примерные значения поверхностного натяжения, Н/м, для различных веществ приведены ниже:

	σ
Органические и неорганические жидкости	0,01—0,06
Расплавы солей	0,10—0,20
Жидкие металлы	0,30—1,00

Для поверхностного натяжения, Н/м, неассоциированных жидкостей в нормальной точке кипения известно простое уравнение [39]

$$\sigma_b = 0,0656 \cdot 10^{-6} (\Delta \tilde{H}_{v,b} / \tilde{V}_b), \quad (1)$$

если $\Delta \tilde{H}_{v,b}$ (теплота испарения в нормальной точке кипения) задана в кДж/кмоль, $\tilde{V}_b$ (удельный объем жидкой фазы в нормальной точке кипения) — в $м^3/кмоль$.

Существует и другое уравнение для неассоциированных жидкостей:

$$\sigma = 10^{-3} (0,133\alpha_c - 0,281) (1 - T_r)^{11/9} T_c^{1/3} [0,1 p_c]^{2/3}, \quad (2)$$

причем σ взята в Н/м, если T_c задано в К, а p_c — в МПа. Критический параметр

$$\alpha_c = \left(\frac{\partial \ln p_r}{\partial \ln T_r} \right)_c$$

можно оценить методом, описанным в п. Е, § 4.1.1.

Для ассоциированных жидкостей значения, полученные по этому уравнению, оказываются слишком большими, так что для $T_r = 0,6$ (что обычно близко к нормальной точке кипения) было предложено следующее уравнение [40]:

$$\sigma_{0,6} = 10^{-3} p_c^{2/3} T_c^{1/3} (0,1574 + 0,359\omega - 1,769x - 0,51\omega^2 - 13,69x^2 + 1,298\omega x),$$

Здесь ω — ацентрический фактор (см. п. Е § 4.1.1); x — коэффициент полярности, определяемый выражением

$$x = \lg p_{r(0,6)} + 1,70\omega + 1,552,$$

где $\lg p_{r(0,6)}$ берется при приведенной температуре $T_r = 0,6$.

Если поверхностное натяжение при какой-либо температуре известно, переход к другой температуре можно осуществить по уравнению (2):

$$\sigma_1 / \sigma_2 = [(1 - T_{r,1}) / (1 - T_{r,2})]^m,$$

где $m = 11/9 = 1,22 \dots$ для неассоциированных жидкостей,

Таблица 1. Структурные постоянные для расчета числа Паракора Р [41, 42]

Группа	$\Delta P \times 10^3$	Группа	$\Delta P \times 10^3$	Группа	$\Delta P \times 10^3$
C	1,60	$CH_3 - CH(CH_3) - CH_2 -$	30,82	$-CHO$	11,74
H	2,76	$CH_3 - CH_2 - CH(C_2H_5) -$	37,26	$-NH_2$	7,56
O	3,56	$CH_3 - C(CH_3)_2$	30,31	$-NO_2$ (Нитрит)	13,56
N	3,11	$CH_3 - CH_2 - \dot{C}(CH_3)_2$	36,91	$-NO_3$ (Нитрат)	16,54
S	8,73	$CH_3 - CH(CH_3) -$	36,98	$-CO(NH_2)$	16,31
P	7,20	$-CH(CH_3) -$		Дополнительные постоянные:	
F	4,64	$CH_3 - CH(CH_3) -$	43,31		
Cl	9,82	$-C(CH_3)_2 -$		Двойная связь	3,40
Br	12,09	$C_6H_5 -$	33,72	Положение 2, 3	3,15
I	16,06	Отдельные группы:		Положение 3, 4	2,90
Углеводороды:		$-COO -$	11,35	Тройная связь	7,22
$CH_3 -$	9,87	$-COOH$	13,13	Замкнутые кольца	
$CH_3 - CH(CH_3) -$	23,71	$-OH$	5,30	3-членные	2,22
$-CH_2 -$	7,11	$-O -$	3,56	4-членные	1,07
Более чем $12 - CH_2 -$	7,17	$=O$ (кетон)		5-членные	0,53
$CH_3 - CH_2 - CH(CH_3) -$	30,57	{ 3C атомы	3,97	6-членные	0,14
$CH_3 - CH_2 - CH_2 -$	37,65	{ 4C атомы	3,56		
$-CH(CH_3) -$		{ 5C атомы	3,29		
		{ 6C атомы	3,08		

Согласно [40] показатель m для ассоциированных жидкостей принимает значение

$$m = 1,21 + 0,5385\omega - 14,61x - 1,65\omega^2 - 32,07x^2 + 22,03\omega x.$$

Значения ω и x приведены выше.

В. Метод оценки поверхностного натяжения по химическому строению. Известен аддитивный метод [39], позволяющий оценивать поверхностное натяжение на основе сведений о числе и типе связей в веществе. Наиболее удачный метод такого типа был развит в [41] и [42].

Раздел 4.2

СВОЙСТВА ЖИДКИХ И ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Мэддокс

4.2.1. Фазовые равновесия смесей

А. Введение. Для описания свойств жидких смесей требуется введение множества характеристик. Жидкими смесями являются различные системы от простых идеальных двухкомпонентных растворов, таких, как смеси изобутана и *n*-бутана, до бинарных смесей, свойства которых сильно отличаются от свойств идеальных смесей, таких, как растворы этилового спирта и ацетона в воде и неочищенной нефти, состав которой настолько сложен, что его, как правило, не удается выразить через молярные доли чистых компонентов. Вследствие такого многообразия свойств характеристики жидких смесей редко подчиняются простым законам. Кроме того, закономерности, которые справедливы для одного класса смесей, могут оказаться неприменимыми к другому классу. Это приводит к тому, что для различных видов смесей ниже рекомендуются различные методы оценки их свойств.

В настоящее время большую роль при расчетах играют ЭВМ. Методы проведения этих расчетов будут коротко обсуждены в этом параграфе. Основное внимание будет при этом уделено таким расчетам, которые могут быть проведены на карманном калькуляторе или с помощью логарифмической линейки, но которые могут служить основой и для более детальных расчетов на ЭВМ.

Впервые критерии для установления равновесного состояния были предложены Гиббсом [1]*. Его правило фаз имеет вид

$$F + P = C + 2, \quad (1)$$

где F — число степеней свободы системы; P — число сосуществующих фаз; C — число компонентов или химических различных составляющих в системе; 2 — постоянная, появление которой обусловлено тем, что давление и температура рассматриваются как независимые переменные.

Правило фаз применимо в равной степени как к однокомпонентным системам, так и к смесям. Кроме того, его можно использовать [2—4] для описания стационарных систем, которые в действительности не находятся в состоянии термодинамического равновесия.

В инженерной практике встречаются системы самого различного типа. Однако несмотря на то, что они включают системы жидкость — жидкость, жидкость — жидкость — пар и твердое тело — жидкость — пар, наиболее важными системами в технологических приложениях представляются системы жидкость — пар. При рассмотрении равновесия системы жидкость — пар можно сразу же выделить

В уравнении

$$\sigma^{0,25} = P \left(\frac{1}{\bar{V}_L} - \frac{1}{\bar{V}_G} \right)$$

величина P — число Парохора — образована суммированием структурных постоянных, приведенных в табл. 1. Индексы L и G у $\bar{V}$ обозначают жидкую и газовую фазы. Средняя погрешность должна лежать в пределах $\pm 3\%$ при максимальной $\pm 20\%$.

два широких класса систем: углеводороды и неуглеводороды. Углеводородные системы уже по своей природе являются многокомпонентными. Лишь в редких случаях углеводородные системы могут быть чистыми или бинарными.

Следует заметить, что химическая технология (даже нефтехимическая) чаще всего имеет дело с двухкомпонентными системами, и лишь иногда приходится учитывать влияние третьего компонента. Поэтому в указанных двух отраслях используются разные подходы. По этой же причине дальнейшее изложение построено так, что углеводородные и прочие системы рассматриваются отдельно.

Хотя (1) дает возможность установить необходимое число переменных, свидетельствующее о том, что система находится в равновесии, никакой дополнительной информации оно не сообщает. Гиббс ввел также понятие свободной энергии и показал, что при термодинамическом равновесии свободная энергия данной системы должна быть минимальной. Это утверждение является основой для расчетов и может быть использовано как для систем, в которых происходят процессы физической природы, так и для тех, в которых протекают химические реакции. Из-за огромного объема расчетов они могут проводиться только на ЭВМ. Тем не менее в сложных системах, таких, которые протекают в установке, предназначенной для производства серы из сероводорода [5], привлечение понятия минимальности свободной энергии позволяет определить состав в состоянии равновесия. Оно использовалось также для систем, находящихся в физическом равновесии, таких, как система жидкость — пар.

В. Равновесие жидкость — пар. При рассмотрении равновесия жидкость — пар общий состав смеси, вообще говоря, известен. Задача состоит в том, чтобы связать составы жидкой и паровой фаз с составом полной системы, причем так, чтобы соотношения компонентов в фазах и в системе не противоречили друг другу и выполнялись критерии термодинамического равновесия.

Нередко жидкость и пар фактически не находятся в равновесии. Однако в большинстве случаев оценка свойств по их значениям в равновесном состоянии бывает достаточно для инженерных целей. Критерий равновесия смеси, образующей систему жидкость — пар, имеет вид

$$f_i = f_i^p \quad (2)$$

где f — летучесть; i — индекс компонента ($\bar{F}_i = RT \ln f_i$, причем $\bar{F}$ — парциальная молярная свободная энергия). Для идеального газа $f_i = c p$, где c — постоянная, для реального газа $\lim_{p \rightarrow 0} f_i/p = 1,0$.

Уравнение (2) применяется отдельно к каждому компоненту смеси вне зависимости от того, сколько их — два или

* Гиббс Дж. В. О равновесии гетерогенных веществ. — В кн.: Гиббс Дж. В. Термодинамика. Статистическая физика. — М. Наука, 1982. — С. 61—349.

двадцать. Задача расчета составов фаз заключается в том, чтобы выразить летучесть каждого компонента через концентрации компонентов смеси. Эта задача будет обсуждаться для первичных переменных — температуры, давления, состава и т. д. Такие эффекты, как ядерный, гравитационный, магнитный и т. д., рассматриваться не будут. Они проявляются в сравнительно немногих системах, и их рассмотрение выходит за намеченные рамки.

Согласно закону идеальных растворов летучесть компонента i в паровой фазе может быть выражена как

$$f_{i_v} = f_{i_l}^0 \bar{y}_i, \quad (3)$$

где f_{i_v} — летучесть компонента i в чистом паре.

Для того же компонента i в жидкой фазе летучесть

$$f_{i_l} = f_{i_l}^0 \tilde{x}_i, \quad (4)$$

где $f_{i_l}^0$ — летучесть компонента i в чистой жидкости.

Изучение (3) и (4) выявляет одну проблему: не все компоненты смеси могут находиться в виде чистой жидкости при тех условиях, в которых находится смесь. И это, разумеется, представляет серьезную проблему для многих углеводородных смесей, в которых самый легкий компонент может находиться при температуре, значительно превышающей критическое значение.

Поскольку летучесть является «ненормированной» величиной, для нее используются различные соотношения. Коэффициент летучести представляет собой «нормированную» величину, значение которой лежит между нулем и единицей. Другая форма уравнения (3) для паровой фазы с использованием коэффициента летучести γ_{g_i} имеет вид

$$\gamma_{g_i} = f_{i_v} / (\bar{y}_i \pi), \quad (5)$$

где $\bar{y}_i$ — концентрация в паровой фазе; π — полное давление в системе.

По определению $\gamma \rightarrow 1,0$, когда $\pi \rightarrow 0$. Это правило должно выполняться для всех компонентов смеси. В действительности при значениях γ_{g_i} , настолько близких к 1,0,

что они могут рассматриваться практически как единица, значение π зависит от природы системы. Для большинства углеводородных смесей при температурах, близких к нормальной точке кипения, это давление не превышает 700—1000 кПа. Для смесей, включающих ассоциированные компоненты (например, уксусная кислота—вода), в поведении летучести при давлениях, много меньших 0,1 МПа, могут наблюдаться значительные отклонения.

Для любого компонента в жидкой фазе можно также использовать коэффициент активности, определяемый как

$$\gamma_{l_i} = a_i / \tilde{x}_i, \quad (6)$$

где a_i — активность компонента i в жидкой фазе. Коэффициент активности может быть также выражен через летучесть стандартного состояния с помощью соотношения

$$\gamma_{l_i} = (f_{i_l} / \tilde{x}_i) f_{i_l}^0. \quad (7)$$

Летучесть стандартного состояния $f_{i_l}^0$ определяется при произвольных значениях давления для любого состава. Однако многие исследователи недостаточно четко указывают стандартное состояние, используемое для определения $f_{i_l}^0$, что нередко подрывает ценность их работы.

Большая часть оценок постоянных равновесия на основе использования коэффициентов активности и летучести

основывается на одном из следующих выражений:

$$K = [f_{i_l} / x_i] / [f_{i_v} / \bar{y}_i] / \pi; \quad (8)$$

$$K = \{ [f_{i_l} / (p^0 \tilde{x}_i)] / [f_{i_v} / (\pi \bar{y}_i)] \} (p^0 / \pi); \quad (9)$$

$$K = [f_{i_l} / (f_{i_l}^0 x_i f_{i_l}^0)] / [f_{i_v} / (\pi \bar{y}_i)]; \quad (10)$$

$$K = \gamma_{l_i} v_i / \gamma_{g_i}, \quad (11)$$

где π — полное давление; p^0 — давление чистого компонента в паровой фазе; γ_{l_i} — коэффициент активности компонента в жидкой смеси; f_{i_l} — летучесть чистой жидкости при условиях, в которых находится система; $f_{i_l}^0$ — летучесть компонента, находящегося в чистом жидком состоянии; γ_{g_i} — коэффициент летучести компонента в паровой фазе смеси.

Интересно отметить, что в [6] для расчета постоянных равновесия и энтальпий использовалось (11). Это были первые соотношения для постоянных равновесия, полученные с применением численных расчетов. В этой работе использовался ацентрический фактор [7] в качестве третьего параметра, применяемого в методе, близком методу соответственных состояний [6].

С. Фазовое равновесие углеводородов. При расчете свойств смесей можно использовать целый ряд характеристик. Такие характеристики, как критическая температура, критическое давление, ацентрический фактор и т. д., часто называют обобщенными параметрами. Расчет обобщенных параметров для почти идеальных смесей, состоящих из легких углеводородов, является чрезвычайно трудной задачей. Наиболее часто критическая температура и критическое давление оцениваются с помощью усреднения по мольным долям; такие величины называют еще «псевдокритическими» температурой и давлением. Критическая температура определяется из соотношения

$$T_{c_m} = \sum \tilde{x}_i T_{c_i}, \quad (12)$$

а критическое давление — из соотношения

$$p_{c_m} = \sum \tilde{x}_i p_{c_i}. \quad (13)$$

Уравнения (12) и (13) предполагают существование линейной связи между составом и рассматриваемой критической характеристикой. Действительная зависимость, имеющая место для бинарной смеси метан — пропан, показана на рис. 1 и 2. Данные для построения этих графиков заимствованы из [8]. Отклонение критической температуры от линейной зависимости, как видно из рис. 1, не очень существенно. Критическое давление, однако, значительно отклоняется от значений, которые могут быть получены при усреднении по мольным долям. Эти расхождения на-

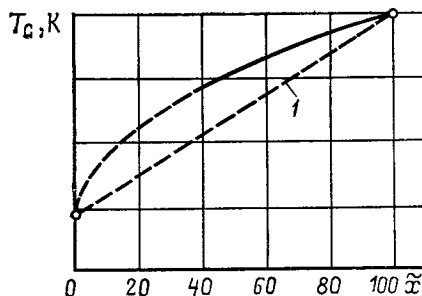


Рис. 1. Зависимость концентрации от критической температуры для бинарной смеси метан — пропан ($\tilde{x}$ — мольная доля пропана); 1 — по (2)

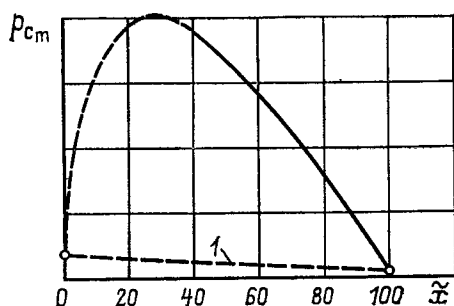


Рис. 2. Зависимость концентрации от критического давления для бинарной смеси метан — пропан ($\bar{x}$ — мольная доля пропана): 1 — по (13)

глядно показывают, что соотношения (12) и (13) являются приближенными.

Ацентрический фактор [9] имеет вид

$$\omega = -(\lg p_r^0 - 1)T_r = 0,7, \quad (14)$$

где $p_r^0 = p^0/p_c$ — приведенное давление пара; p^0 — давление пара, Па.

В [10] показано, что при отсутствии данных по давлению пара ацентрический фактор можно удовлетворительно оценить с помощью соотношения

$$\omega = \frac{3}{7} \lg \left[\frac{p_c / (1,01325 \cdot 10^6)}{T_c / T_b - 1,0} \right] - 1,0, \quad (15)$$

где p_c — критическое давление, Па; T_c — критическая температура, К; T_b — нормальная точка кипения, К.

Имеется немало примеров того, что параметры фазового равновесия жидкость — пар для смесей играют важную роль при расчетах теплообмена. В то время как точка кипения для чистых компонентов при данном давлении фиксирована, для смеси такая ситуация не сохраняется. Диапазон температур, в котором имеет место кипение (или конденсация) при заданном давлении, зависит от состава смеси. На рис. 3 представлена диаграмма температура — давление типичной смеси легких углеводородов. Состав системы в целом, фазовое равновесие которой представлено на рис. 3, является постоянным. Составы паровой и жидкой фаз будут меняться от точки к точке. При анализе рис. 3 сразу видно различие в свойствах смеси и чистого вещества. Критическая температура чистого компонента определяется как температура, выше которой в веществе исчезает различие между жидкостью и паром. Очевидно, что такое определение неприменимо к исследуемой смеси. Здесь существует диапазон температур выше критической температуры, в котором жидкость некоторого состава может существовать одновременно и в равновесии с паром. Для чистого компонента критическое давление

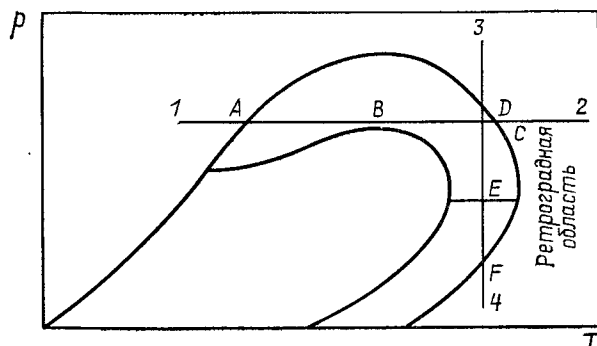


Рис. 4. Ретроградное поведение смеси

представляет собой максимальное давление, которое может быть создано паром. Максимальное давление на двухфазной диаграмме рис. 3 превышает критическое давление, причем превышение зависит от формы кривой.

Для определения критической температуры для смеси необходимо знать экспериментальные данные. На диаграммах температура — давление, подобной диаграмме на рис. 3, линии постоянного состава жидкости имеют тенденцию сходиться к точке, которая, как можно полагать, соответствует критической температуре и критическому давлению. Кривые, рассчитанные для области, лежащей вне замкнутой кривой на плоскости $P-T$, стремятся приблизиться к точке, являющейся, как можно предположить, критической для данной смеси. Основываясь на такого рода наблюдениях, критическую температуру смеси можно определить как температуру, выше которой смесь нельзя целиком перевести в жидкое состояние.

Другим отличием смеси от чистого вещества является существование так называемых «ретроградных» областей внутри замкнутой кривой на $P-T$ -диаграмме. Эта особенность лучше иллюстрируется на рис. 4. Рассмотрим нагрев смеси при постоянном давлении, начинающийся в точке 1 и продолжающийся до точки 2. В точке 1 смесь представляет собой неогретую жидкость. Нагрев до точки A при этом давлении приведет к тому, что жидкость попадет в двухфазную область. При дальнейшем продвижении примерно до точки B дополнительный нагрев приведет к образованию дополнительного количества жидкости. От точки B до точки C будет происходить испарение образовавшейся жидкости. В точке 2 смесь превратится в плотный пар. Подобным образом смесь ведет себя при постоянной температуре и при уменьшении давления (от точки 3 к точке 4). Такое ретроградное поведение наблюдалось на протяжении многих лет в нефтехранилищах при высоких температурах и давлениях. Недавно, однако, было показано [11], что такое ретроградное поведение может проявляться и при давлениях ниже 3,5 МПа и температурах ниже 200 К.

Д. Фазовые равновесия неуглеводородных систем.

Фазовые равновесия жидкость — пар углеводородных смесей, особенно для легких углеводородов, были исследованы в более широких диапазонах температур и давлений, чем аналогичные свойства индивидуальных компонентов в неуглеводородных смесях. В жидкой фазе углеводороды действительно ведут себя не как идеальные растворы. Однако в большинстве случаев эти отклонения малы по сравнению с отклонениями в смесях в которых одним или несколькими компонентами являются неуглеводородные вещества. В то же время углеводороды чаще используются при таких давлениях, когда воздействие давления приводит к серьезным отклонениям от свойства идеальных растворов. По указанным причинам наибольшее внимание при рассмотрении неуглеводородных смесей уделяется рассмотрению неидеальных свойств жидкой фазы.

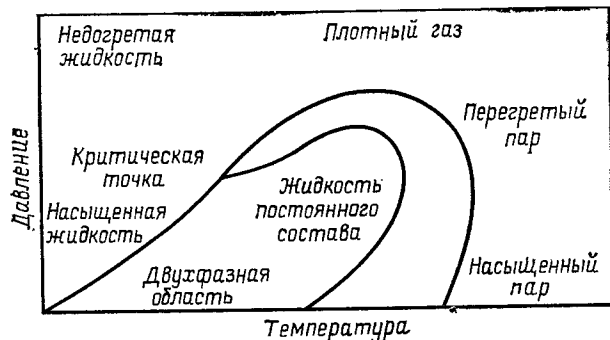


Рис. 3. Фазовая диаграмма для типичной смеси природного газа

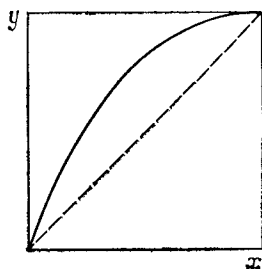


Рис. 5. Кривая равновесия идеальной бинарной смеси ($\bar{x}$, $\bar{y}$ — мольные доли легкого компонента в жидкости и паре соответственно)

На рис. 5 представлена $\bar{y}-\bar{x}$ диаграмма (равновесная) идеальной бинарной смеси. Эта кривая может быть использована вместо закона Генри:

$$\bar{y}_i = K_i \bar{x}_i. \quad (16)$$

Если экспериментальные данные по константам равновесия для смеси отсутствуют, вместо закона Генри можно использовать закон Рауля:

$$\bar{y}_i = p_i^0 \bar{x}_i. \quad (17)$$

Фазовое равновесие жидкость — пар неидеальной смеси показано на рис. 6 и 7. Результатом этого является лишь изгиб кривой (рис. 6) и пересечение линии $y=x$ кривой (рис. 7). В этой точке система представляет собой азеотропную смесь, которая при рассмотрении равновесия жидкость — пар ведет себя как чистая система. В неидеальной системе значения K постоянных равновесия могут быть выражены как

$$K = \gamma K^0. \quad (18)$$

И все же расчет фазового равновесия смеси типа, аналогичного представленному на рис. 6 и 7, невозможен. Для каждой конкретной системы следует получить и проанализировать экспериментальные данные. Некоторые возможности предсказания поведения таких систем могут дать методы, которые обсуждаются в § 4.2.2.

Е. Фазовые равновесия смесей с неопределенным составом. Смесей с неопределенным составом могут появиться в двух случаях: когда они составляют всю смесь, например грубые фракции нефти, или когда они составляют лишь некоторую часть всей смеси, как это имеет место в большинстве природных газов. Во всех случаях для удовлетворительного описания фазового равновесия жидкость — пар необходимо располагать какими-то экспериментальными данными.

В большинстве случаев, когда сырая нефть или фракции сырой нефти составляют всю смесь, знание параметров фазового равновесия жидкость — пар необходимо при низких давлениях. В этом случае главной задачей становится расчет характеристик испарения. В [10] приведены подробные данные о таких расчетах. В интегральном методе, рассмотренном в этой работе, смесь неизвестного состава рассматри-

вается как сплошная среда (что полностью справедливо для смесей типа сырой нефти). Для оценки характеристик испарения используются такие параметры, как плотность, диапазон кипения, и данные об истинных точках кипения. Метод применим к равновесному испарению, непрерывной и периодической перегонке.

В тех случаях, когда неизвестный компонент составляет лишь малую долю смеси и когда для описания фазового равновесия жидкость — пар необходимо использовать уравнение состояния, как в случае типичного природного газа, необходимо прибегать к более тонким методам. Для всякого уравнения состояния, с помощью которого можно описать свойства смеси неизвестного состава, для введения в ЭВМ в качестве исходных данных требуется информация о некоторых «обобщенных» параметрах: критическом давлении, ацентрическом факторе кривой точек кипения, плотности и т. д. В [12] приводится описание жидкостей с неопределенным составом и предложен способ оценки обобщенных параметров, основанный на аппроксимации экспериментальных данных о температуре начала кипения, точках росы и испарения. В [13] обсуждается более подробно эта же проблема и приведены примеры подобных расчетов.

Для смесей неопределенного состава чаще всего известны плотность и диапазон температур кипения. Другие характеристики смеси могут быть рассчитаны на основе этой информации. В [14] предложены уравнения, в которых плотность и точка кипения используются для расчета других параметров:

критической температуры

$$T_c = 189,8 + 450,6\rho_r + (0,4244 + 0,1174\rho_r) T_b + (0,1441 - 1,0069\rho_r) \cdot 10^5/T_b, \quad (19)$$

критического давления

$$\ln P_c = 17,2019 - 0,0566/\rho_r - (0,4364 + 4,1216/\rho_r + 0,21343/\rho_r^2) \cdot 10^{-3} T_b + (4,7579 + 11,819/\rho_r + 1,5302/\rho_r^2) \cdot 10^{-7} T_b^2 - (2,4505 + 9,9009/\rho_r^2) \cdot 10^{-10} T_b^3; \quad (20)$$

ацентрического фактора

$$\omega = -7,904 + 0,1352K - 0,007465K^2 + 8,359T_{br} + (1,408 - 0,01063K)/T_{br} \quad (\text{для } T_{br} > 0,8); \quad (21)$$

молекулярной массы

$$\bar{M} = -12272,6 + 9,486,4\rho_r + (8,3741 - 5,9912\rho_r) T_b + (0,55556 - 0,42824\rho_r - 0,011433\rho_r^2) (1,3437 - 400,43/T_b) 10^7/T_b + (0,1715 - 0,1387\rho_r + 0,003317\rho_r^2) (1,8828 - 101,1/T_b) 10^{12}/T_b^3, \quad (22)$$

где T_b — нормальная точка кипения (взятая как средняя точка температурного диапазона кипения), K ; ρ_r — относительная плотность (отношение плотности среды к плотности воды при той же температуре) обычно при 15,56 °C; $T_{br} = T_b/T_c$ — приведенная нормальная точка кипения; K — обобщенный фактор Уотсона, равный $1,216 T_{bca}^{1/3}/\rho_r$ (где T_{bca} — корень кубический из суммы кубов максимальной и минимальной температур диапазона кипения. Заметим, что $T_{bca} \approx T_b$, если диапазон кипения узок); T_c — критическая температура, K ; P_c — критическое давление, Па.

Уравнение (21) предназначено для описания тяжелых смесей, для которых приведенная нормальная точка кипения больше 0,8. Для более легких смесей ацентрический фактор следует рассчитывать по приводимому ниже соотношению:

$$\omega = (\ln P_{br}^s - 5,92714 + 6,06948/T_{br} + 1,28862 \ln T_{br} - 0,169347T_{br}^6)/(15,2518 - 15,6875/T_{br} - 13,4721 \ln T_{br} + 0,43577T_{br}^6), \quad (23)$$

где P_{br}^s — приведенное давление пара при $T = T_b$.

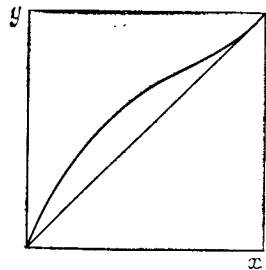


Рис. 6. Кривая равновесия для неидеальной бинарной смеси ($\bar{x}$, $\bar{y}$ — см. рис. 5)

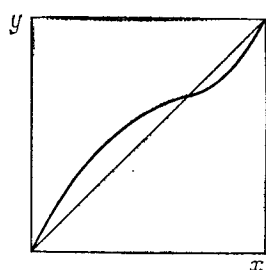


Рис. 7. Кривая равновесия бинарной смеси с точкой азеотропии ($\bar{x}$, $\bar{y}$ — см. рис. 5)

Пример. Рассчитать свойства сырой нефти с удельным весом 0,8423, диапазон точек кипения которой 260—315,6°C (533,15—588,75 K) и $\rho_r = 0,8423$.

Решение. Сначала рассчитаем обобщенный фактор Уотсона. Его значение определяется по средней точке кипения T_b (т. е. 560,95 K). Ошибка, вносимая таким приближением, обычно невелика:

$$K = 1,216 (560,95)^{1/3} / 0,8423 = 11,90. \quad (24)$$

Критическую температуру можно оценить по (19):

$$T_c = 189,8 + 450,6 \cdot (0,8423) + [0,4244 + 0,1174 \cdot (0,8423)] \times \\ \times 560,95 + [0,1441 - 1,0069 \cdot (0,8423)] \cdot 10^5 / T_b = 189,8 + \\ + 379,5 + 293,5 - 125,5 = 737,3 \text{ K}; \\ T_{br} = 560,95 / 737,3 = 0,761.$$

Критическое давление можно рассчитать по (20):

$$\ln P_c = 17,2019 - 0,0566 / 0,8423 - (0,4364 - 4,1216 / \rho_r - \\ - 0,21343 / \rho_r^2) \cdot 10^{-3} T_b + (4,7579 + 11,819 / \rho_r - \\ - 1,5302 / \rho_r^2) \cdot 10^{-7} T_b^2 - (2,4505 + 9,9009 / \rho_r^2) \times \\ \times 10^{-10} T_b^3 = 17,2019 - 0,0672 - 3,1584 + 0,6591 - 0,2869; \\ \ln P_c = 14,3458; \\ P_c = 1,699 \cdot 10^6 \text{ Па}; \\ P_{br} = 1,013 \cdot 10^6 / 1,699 \cdot 10^6 = 0,05962.$$

Поскольку приведенная точка кипения меньше 0,8, для оценки ацентрического фактора используем (23):

$$\omega = \{ \ln 0,0592 - 5,927141 + 6,06948 / 0,761 + \\ + (1,288621 \cdot 0,761) - [0,169247 (0,761)^6] \} / \{ (15,2518 - \\ - (15,6875 / 0,761) - (13,4721 \ln 0,761) + 0,43579 (0,761)^6) = \\ = (-2,82683 - 5,92714 + 8,0114 - 0,35195 - \\ - 0,03289) / (15,2518 - 20,61432 + 3,67953 + 0,08464) = \\ = (-1,12741) / (-1,59835) = 0,7823.$$

Молярная масса компонента

$$\bar{M} = -12272,6 + 9486 \cdot 0,8423 + [8,3741 - 5,9912 \cdot 0,8423] \times \\ \times 560,95 + [0,55556 - 0,42824 \cdot 0,8423 - 0,011433 \times \\ \times (0,8423)^2] (1,3437 - 400,43 / 560,95) \cdot 10^7 / T_b + [0,1715 - \\ - 0,1387 \cdot 0,8423 - 0,003817 \cdot (0,8423)^2] (1,8828 - 101,1 / T_b) \times \\ \times 10^{12} / T_b^3 = -12272,6 + 7990,4 + 1866,7 + 2096,9 + \\ + 553,3 = 234,6 \text{ г/моль}.$$

Истинная критическая температура смеси, представляющей собой природный газ, богатый метаном, может быть оценена с помощью диаграммы, приведенной на рис. 8 (составлена по данным [16]). Метод требует оценки усредненного по массовым долям эффективной плотности. Эффективная плотность связана с относительной плотностью формулой $\rho_{ef} = 141,5 / \rho_r = 131,5$. Для большинства компонентов могут быть использованы значения плотностей из таблиц § 4.5.1. В табл. П1 приведены значения плотностей некоторых компонентов.

Ниже приводится пример правильного использования рис. 8.

Пример. Оценим истинную критическую температуру природного газа, состоящего из метана (0,914), этана (0,061), пропана (0,011) и двуокиси углерода (0,014); цифры в скобках указывают мольные доли.

Т а б л и ц а П1

Компонент	ρ_{ef}	ρ_r	Компонент	ρ_{ef}	ρ_r
Метан	440	0,247	CO ₂	42	0,816
Этан	212	0,410	Азот	43,6	0,808

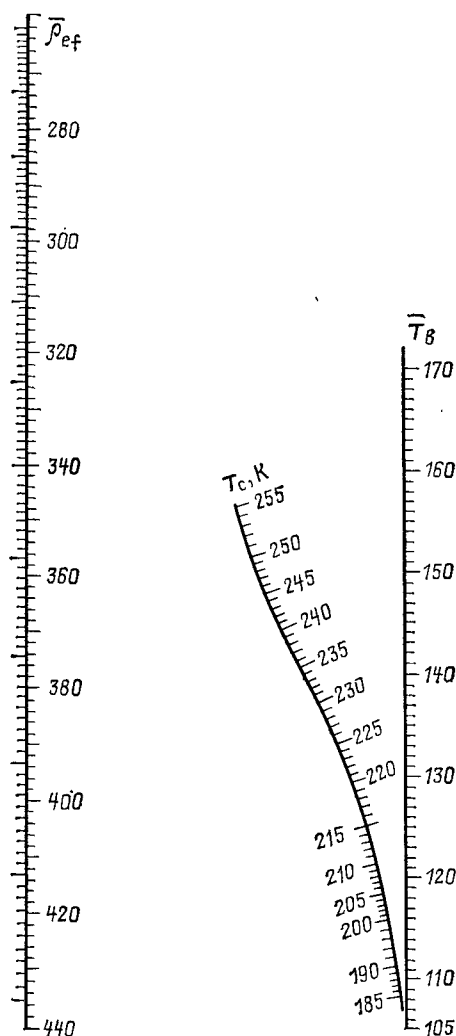


Рис. 8. К определению критической температуры природного газа ($\bar{\rho}_{ef}$ — усредненная по массовым долям эффективная плотность; T_b — усредненная по мольным долям точка кипения)

Решение. 1. Определим молярную массу каждого компонента по данным § 4.5.1 и рассчитаем усредненную по мольным долям молярную массу, суммируя произведения мольных долей и молярных масс для каждого компонента в соответствии с табл. П2.

Т а б л и ц а П2

Компонент	Мольная доля	Молярная масса, кг/кмоль	Мольная доля $\times$ молярная масса
Метан	0,914	16,042	14,66
Этан	0,061	30,068	1,83
Пропан	0,011	44,094	0,49
CO ₂	0,014	44,011	0,62

Примечание. Усредненная по мольным долям молярная масса равна 17,60.

Таблица П3

Компонент	Эффективная плотность	Массовая доля	Массовая доля × Эффективная плотность
Метан	440	0,833	366,5
Этан	213	0,104	22,2
Пропан	147,2	0,028	4,1
CO ₂	42,0	0,035	1,5

Примечание. Усредненная по массовым долям эффективная плотность равна 394,3.

2. Рассчитаем массовую долю каждого компонента путем деления произведения мольной доли и молярной массы каждого компонента на усредненную по молярным долям относительную молярную массу (например, для метана массовая доля равна $14,66/17,60=0,833$).

3. Рассчитаем усредненную по массовым долям относительную плотность. Результаты приведены в табл. П3.

4. Рассчитаем усредненную по молярным долям точку кипения. Результаты приведены в табл. П4.

Таблица П4

Компонент	Точка кипения, К	Точка кипения × мольная доля
Метан	111,42	101,8
Этан	184,52	11,3
Пропан	231,1	2,5
CO ₂	194,65	2,7

Примечание. Усредненная по молярным долям точка кипения равна 118,3.

5. Считываем истинную критическую температуру смеси (рис. 8). Для этого проводим прямую из точки 394,3 на шкале, расположенной слева (усредненная по массовым долям эффективная плотность), в точку 118,3 на шкале справа (усредненная по молярным долям точка кипения), после чего считываем с криволинейной шкалы критическую температуру. Она равна 206 К.

4.2.2. Термодинамические свойства смесей

А. Легкие углеводороды. Для легких углеводородов имеются в достаточной степени надежные таблицы равновесных характеристик. По-видимому, лучшими и наиболее распространенными являются таблицы, приведенные в [17]. Значения, взятые из этих таблиц, если они выбраны правильно, очень близки к значениям, полученным с помощью уравнения состояния. Кроме того, этими таблицами легко пользоваться, в том числе при расчетах на микрокалькуляторах.

В тех случаях, когда требуются более точные значения равновесных величин или когда условия равновесия рассчитываются на ЭВМ, для оценки равновесных значений термодинамических величин используется уравнение состояния. Из наиболее широко применяемых уравнений состояния для легких углеводородов укажем модифицированное Соузом уравнение Редлиха — Квонга (СРК) [18—20], модифицированное Старлингом уравнение Бенедикта — Вебба — Рубина (БВР) [21] и уравнение Пенга — Робинсона (ПР) [22]. У каждого уравнения есть свои пре-

имущества и недостатки, сторонники и противники. Важнее отметить, что различные численные расчеты для каждого уравнения могут приводить к значениям равновесных величин, существенно отличающимся друг от друга. В [23] приведены примеры простых расчетов равновесных состояний, которые давали результаты, различающиеся на 20%, при этом все расчеты проводились по одному и тому же уравнению состояния, но с использованием разных программ.

Равновесные коэффициенты рассчитываются по уравнению состояния с использованием одной из зависимостей (8)—(11), приведенных в § 4.2.1. Все термодинамические величины могут быть связаны друг с другом с помощью математических зависимостей. Коэффициент летучести связан с давлением, объемом, температурой и фактором сжимаемости соотношением

$$\ln \gamma_{ei} = \frac{1}{RT} \int_v^{\infty} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial n_i} \right)_{T, v, n_j} - \frac{\bar{R}T}{V} \right] dV - \ln Z, \quad (1)$$

где $\bar{R}$ — универсальная газовая постоянная; $Z = PV/\bar{R}T$ — фактор сжимаемости; n_i — число молей компонента i смеси.

Для того чтобы получить уравнение для расчета коэффициента летучести, нужно продифференцировать исходное уравнение состояния и подставить его в (1). Аналитическое выражение для коэффициента летучести можно получить, если известна зависимость соответствующих величин от объема.

Расчеты энтальпий и энтропий проводятся иначе. Эти величины для идеального газа получены путем расчета с высокой точностью. Расчет их разбивается на два этапа: учет изобарического влияния температуры и изотермического влияния давления. Поведение смеси идеальных газов описывается с помощью средних по составу значений.

Формулы, которые необходимо привлекать при использовании уравнения СРК, приведены в табл. 1. Уравнение СРК является двухпараметрическим. Постоянные A и B могут быть определены на основе эмпирических параметров для каждого компонента смеси.

Формулы, привлекаемые при использовании уравнения ПР, приведены в табл. 2. Это также двухпараметрическое уравнение состояния.

Таблица 1. Формулы для уравнения состояния Соуза — Редлиха — Квонга

$$K_i = \frac{\phi_i^L}{\phi_i^v};$$

$$\ln \phi_i = \frac{b_i}{b} (Z-1) - \ln (Z-B) - \frac{A}{B} \left[\frac{2(a\alpha)_i}{a\alpha} - \frac{b_i}{b} \right] \times$$

$$\times \ln \left(1 + \frac{B}{Z} \right);$$

$$Z^3 - Z^2 + (A-B-B^2)Z - AB = 0;$$

$$A = \frac{a\alpha P}{R^2 T^2}; B = b \frac{P}{T}; b = \sum y_i b_i,$$

$$b_i = \Omega_b \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}; a_{ci} = 0,42747 \frac{R^2 T_{ci}^2}{P_{ci}};$$

$$\Omega_b = 0,08667; \alpha_{ci}^{0.5} = 1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5});$$

$$a\alpha = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ci}^{0.5} a_{cj}^{0.5} \alpha_i^{0.5} \alpha_j^{0.5} (1 - k_{ij});$$

$$(a\alpha)_i = \sum_{j=1}^n x_j a_{ci}^{0.5} a_{cj}^{0.5} \alpha_i^{0.5} \alpha_j^{0.5} (1 - k_{ij}).$$

Таблица 2. Формулы для уравнения состояния Пенга — Робинсона

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b) + b(v-b)};$$

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-B^2-2B)Z - (AB-B^2-B^3) = 0, 0;$$

$$\ln \phi_i = \frac{b_i}{b} (Z-1) - \ln(Z-B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \left(\frac{2 \sum_i x_i a_{ik}}{a} - \frac{b_i}{b} \right) \times$$

$$\times \ln \left(\frac{Z+2,414B}{Z-0,414B} \right);$$

$$\frac{\Delta H}{RT} = Z-1 + \frac{T da/dT - a}{2\sqrt{2}b} \ln \left(\frac{Z+2,414B}{Z-0,414B} \right);$$

$$a = \sum_i^n \sum_j^n x_i x_j (a_{ci} a_{cj} \alpha_i \alpha_j)^{1/2} (1 - k_{ij}) \quad A = \frac{aP}{R^2 T^2};$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad B = \frac{bP}{RT};$$

$$a_{ci} = 0,45724 \frac{R^2 T_{ci}^2}{P_{ci}};$$

$$b_i = 0,07780 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}.$$

Соответствующие формулы для уравнения состояния БВР приведены в табл. 3. Они включают одиннадцать постоянных, которые приходится определять для каждого из компонентов. Для нахождения одиннадцати постоянных требуется больший объем данных РВТ, чем при использовании двухпараметрических уравнений.

В этих уравнениях члены k_{ij} являются бинарными параметрами взаимодействия, которые используются для лучшей аппроксимации данных для смесей, свойства которых имеют особенности.

В. Неуглеводородные вещества. Методы, предназначенные для описания фазового равновесия жидкость — пар неуглеводородных веществ, должны учитывать самые разные отклонения от свойств идеальных систем. По указанной причине эти методы отличаются от используемых для углеводородных систем, отклонение которых от идеальных систем не слишком велико. Современные методы расчета коэффициентов активности, необходимых для описания фазового равновесия жидкость — пар для смесей, используют групповые методы. В этом подходе отдельная молекула рассматривается как образование, состоящее из характерных функциональных групп. Поведение такой молекулы может быть оценено путем суммирования характеристик этих функциональных групп. Существуют три метода определения групповых характеристик, схожих по принципам, но отличающихся в конкретной реализации. Все три метода будут рассмотрены ниже. В аналитическом групповом методе ASOG [21—24] коэффициенты активности рассматриваются как величины, состоящие из двух

Таблица 3. Формулы для уравнения состояния Бенедикта — Вебба — Рубина

$$p = \rho RT + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} + \frac{D_0}{T^3} - \frac{E_0}{T^4} \right) \rho^2 + \left(b RT - a - \frac{d}{T} \right) \rho^3 + \alpha \left(a + \frac{d}{T} \right) \rho^6 + \frac{c \rho^3}{T^2} (1 + \gamma \rho^2) \exp(-\gamma \rho^2);$$

$$B_0 = \sum_i x_i B_{0i} \quad b = \sum_i \sum_j \sum_k x_i x_j x_k b_i^{1/3} b_j^{1/3} b_k^{1/3};$$

$$A_0 = \sum_i \sum_j x_i x_j A_{0i}^{1/2} A_{0j}^{1/2} (1 - k_{ij}) \quad a = \sum_i \sum_j \sum_k x_i x_j x_k a_i^{1/3} a_j^{1/3} a_k^{1/3};$$

$$C_0 = \sum_i \sum_j x_i x_j C_{0i}^{1/2} C_{0j}^{1/2} (1 - k_{ij})^3 \alpha = \sum_i \sum_j \sum_k x_i x_j x_k \alpha_i^{1/3} \alpha_j^{1/3} \alpha_k^{1/3};$$

$$\gamma = \sum_i \sum_j x_i x_j \gamma_i^{1/2} \gamma_j^{1/2} \quad c = \sum_i \sum_j \sum_k x_i x_j x_k c_i^{1/3} c_j^{1/3} c_k^{1/3};$$

$$D_0 = \sum_i \sum_j x_i x_j D_{0i}^{1/2} D_{0j}^{1/2} (1 - k_{ij})^4 \quad d = \sum_i \sum_j \sum_k x_i x_j x_k d_i^{1/3} d_j^{1/3} d_k^{1/3};$$

$$E_0 = \sum_i \sum_j x_i x_j E_{0i}^{1/2} E_{0j}^{1/2} (1 - k_{ij})^5;$$

$$H - H^0 = \rho \left(B_0 RT - A_0 - \frac{4C_0}{T^2} + \frac{5D_0}{T^3} - \frac{6E_0}{T^4} \right) + \frac{1}{2} \rho^2 \left(2b RT - 3a - \frac{4d}{T} \right) +$$

$$+ \frac{1}{5} \rho^5 \alpha \left(6a + \frac{7d}{T} \right) + \frac{c}{\gamma T^2} \left[3 - \left(3 + \frac{1}{2} \gamma \rho^2 - \gamma^2 \rho^4 \right) \exp(-\gamma \rho^2) \right];$$

$$S - S^0 = - \sum_i x_i R \ln(RT \rho x_i) - \rho \left(B_0 R + \frac{2C_0}{T^3} - \frac{3D_0}{T^4} + \frac{4E_0}{T^5} \right) - \frac{1}{2} \rho^2 \left(bR + \frac{d}{T^2} \right) + \frac{1}{5} \rho^5 \frac{\alpha d}{T^2} +$$

$$+ \frac{2c}{\gamma T^3} \left[1 - \left(1 + \frac{1}{2} \rho^2 \gamma \right) \exp(-\gamma \rho^2) \right];$$

$$RT \ln f_i = RT \ln(\rho RT x_i) + \rho (B_0 + B_{0i}) RT + 2\rho \sum_j x_j \left[- (A_0 A_{0i})^{1/2} (1 - k_{ij}) - \frac{(C_0 C_{0i})^{1/2}}{T^2} (1 - k_{ij})^3 + \frac{(D_0 D_{0i})^{1/2}}{T^3} (1 - k_{ij})^4 - \right.$$

$$\left. - \frac{(E_0 E_{0i})^{1/2}}{T^4} (1 - k_{ij})^5 \right] + \frac{\rho^2}{2} \left[3 (b^2 b_i)^{1/3} RT - 3 (a^2 a_i)^{1/3} - \frac{3 (d^2 d_i)^{1/3}}{T} \right] + \frac{\alpha \rho^5}{5} \left(3 (a^2 a_i)^{1/3} + \frac{3 (d^2 d_i)^{1/3}}{T} \right) +$$

$$+ \frac{3 \rho^5}{5} \left(a + \frac{d}{T} \right) (\alpha^2 \alpha_i)^{1/3} + \frac{3 (c^2 c_i)^{1/3} \rho^2}{T^2} \left[\frac{1 - \exp(-\gamma \rho^2)}{\gamma \rho^2} - \frac{\exp(-\gamma \rho^2)}{2} \right] -$$

$$- \frac{2c}{\gamma T^2} \left(\frac{\gamma_i}{\gamma} \right)^{1/2} \left[1 - \exp(-\gamma \rho^2) \left(1 + \gamma \rho^2 + \frac{1}{2} \gamma^2 \rho^4 \right) \right].$$

вкладов, один из которых характеризует размер молекулы, а второй — межмолекулярное взаимодействие. Коэффициент активности рассчитывается как сумма этих двух факторов:

$$\lg \gamma_i = \lg \gamma_i^G + \lg \gamma_i^S. \quad (2)$$

Хотя этот метод и выглядит просто, его применение сопряжено с некоторыми сложностями, которые преодолеваются с помощью следующей последовательности приемов.

1. Сначала определяется число групп ($-\text{CH}_2-$, $-\text{CH}_3-$, $-\text{CH}-$, $-\text{CO}-$, $-\text{OH}$) в молекулярной структуре для каждого компонента смеси.

2. Величина R_i , определяющая влияние размера молекулы, рассчитывается по числу групп для каждого компонента и по концентрации компонента смеси:

$$R_i = S_i \left(\sum_j S_j \tilde{x}_j \right), \quad (3)$$

где S_j — число групп в молекуле i ; S_j — число групп (радикалов) в молекуле j ; $\tilde{x}_j$ — мольная доля компонента j смеси.

3. Далее рассчитывается размерный вклад в коэффициент активности каждого компонента

$$\lg \gamma_i^S = \lg R_i - 0,434 (1 - \lg R_i). \quad (4)$$

4. По концентрации каждого компонента смеси и числу каждого типа взаимодействующих групп рассчитывается концентрация каждой взаимодействующей группы в смеси по формуле

$$X_K = \sum_i \tilde{x}_i \nu_{Ki} \left(\sum_K \sum_i \tilde{x}_i \nu_{Ki} \right), \quad (5)$$

где X_K — концентрация взаимодействующей группы типа K ; ν_K — число взаимодействующих групп типа K .

5. Затем получают параметр взаимодействия A_K для каждой группы в растворе. Некоторые параметры взаимодействия затабулированы в § 4.5.4. Если данные в таблице отсутствуют, они могут быть получены с помощью регрессионного анализа экспериментальных данных.

6. После этого рассчитываются групповые коэффициенты активности:

$$\ln \Gamma_K = -\ln \sum_i x_i A_{Ki} + 1 - \sum_i x_i A_{Ki} / \sum_m x_m A_{im}. \quad (6)$$

7. Далее рассчитываются групповые коэффициенты активности стандартного состояния (Γ_K^*) на основе (6) для раствора, содержащего все компоненты. Если компонент имеет только одну взаимодействующую группу (как вода или бензол), коэффициент активности стандартного состояния будет равен 1,0. Остальные компоненты будут иметь свои коэффициенты активности стандартного состояния для каждой взаимодействующей группы.

8. Затем рассчитывается вклад группового взаимодействия в коэффициент активности по формуле

$$\ln \gamma_i^G = \sum \nu_{Ki} \ln \Gamma_K - \sum_K \nu_{Ki} \ln \Gamma_K^*. \quad (7)$$

9. Наконец, рассчитывается коэффициент активности по (2). Важным моментом в методе ASOG является тот факт, что групповые параметры зависят от вида группы, а не от расположения группы в молекуле.

Пример. Используя метод ASOG,[†] рассчитать состав пара в равновесии с 20%-ным (мольная доля) раствором n -бутанола в воде. Раствор указанной концентрации кипит при температуре 365,4 К при давлении в 10^5 Па.

Поскольку в применяемом методе группы CH_3 и CH_2 рассматриваются как эквивалентные, то n -бутанол содержит четыре группы CH_2 и одну группу OH . Помимо этого, считается, что вода содержит одну группу, учитываемую

при подсчете размерных вкладов, но число взаимодействующих групп равно 1,4.

Для 20%-ного раствора n -бутанола в воде

$$R_1 = \frac{5}{5 \cdot 0,2 + 0,8 \cdot 1} = 2,7778;$$

$$R_2 = \frac{1}{1,8} = 0,5556,$$

причем индекс 1 относится к n -бутанолу, а 2 — к воде.

Теперь можно рассчитать размерный вклад в коэффициент активности:

$$\ln \gamma_1^S = 1 - 2,7778 + n 2,7778 = -0,7561;$$

$$\ln \gamma_2^S = 1 - 0,5556 + n 0,5556 = -0,1433.$$

Рассчитаем мольную долю каждой взаимодействующей группы с учетом того, что раствор n -бутанола 20%-ный:

$$X_{\text{CH}_2} = 4 \cdot 0,2 / (4 \cdot 0,2 + 1 \cdot 0,2 + 0,8 \cdot 1,4) = 0,3774;$$

$$X_{\text{OH}} = 0,6226.$$

Далее можно определить параметры взаимодействия по табл. 1, § 4.5.4:

$$A_{11} = 1; A_{12} = 0,305; A_{21} = 0,0147; A_{22} = 1,0.$$

Затем можно рассчитать групповые коэффициенты активности:

$$\ln \Gamma_1 = -\ln (0,3774 + 0,6226 \cdot 0,305) + 1 - 0,3774 / (0,3774 + 0,6226 \cdot 0,305) - 0,6226 \cdot 0,0147 / (0,6226 + 0,3774 \cdot 0,0147) =$$

$$= -0,5669 + 1 - 0,6653 - 0,0146 = 0,8870;$$

$$\ln \Gamma_2 = -\ln (0,6226 + 0,3774 \cdot 0,0147) + 1 - 0,6226 / (0,6226 + 0,3774 \cdot 0,0147) - 0,3774 \cdot 0,305 / (0,3774 + 0,6226 \cdot 0,305) =$$

$$= -0,4650 + 1 - 0,9912 - 0,2029 = 0,2709.$$

Для чистого n -бутанола групповые мольные доли равны:

$$X_{\text{CH}_2} = 4 \cdot 1,0 / (4 \cdot 1,0 + 1 \cdot 1,0) = 0,8; X_{\text{OH}} = 0,2.$$

Групповые коэффициенты активности стандартного состояния в n -бутаноле

$$\ln \Gamma_1^* = -\ln (0,8 + 0,2 \cdot 0,305) + 1 - 0,8 / (0,8 + 0,2 \cdot 0,305) -$$

$$- 0,2 \cdot 0,0147 / (0,2 + 0,8 \cdot 0,0147) = 0,1497 + 1 - 0,9292 -$$

$$- 0,0139 = 0,2066;$$

$$\ln \Gamma_2^* = -\ln (0,2 + 0,8 \cdot 0,0147) + 1 - 0,2 / (0,2 + 0,8 \cdot 0,0147) -$$

$$- 0,305 / (0,8 + 0,2 \cdot 0,305) = 1,5523 + 1,0 - 0,9445 -$$

$$- 0,2834 = 1,3244.$$

Для чистой воды мольная доля CH_2 равна нулю, а мольная доля OH — единице. С учетом этих концентраций коэффициенты активности стандартного состояния

$$\ln \Gamma_1^* = -\ln (0 + 1 \cdot 0,305) + 1 - 0 + 1 \cdot 0,0147 / (1 - 0) =$$

$$= 1,1874 + 1 - 0,0147 = 2,1727;$$

$$\ln \Gamma_2^* = 0.$$

Вклады групповых взаимодействий в коэффициент активности равны:

$$\ln \Gamma_1^G = (4 \cdot 0,887 + 1 \cdot 0,2709) - (4 \cdot 0,2066 + 1 \cdot 1,3244) =$$

$$= 3,8189 - 0,8264 - 1,3244 = 1,6681;$$

$$\ln \Gamma_2^G = (0 \cdot 0,887 + 1 \cdot 4 \cdot 0,2709) - (0 \cdot 2,1727 + 1 \cdot 4 \cdot 0) = 0,3793.$$

Коэффициенты активности для n -бутанола и воды в 20%-ном растворе равны:

$$\gamma_1 = \exp (1,6681 - 0,7561) = 2,4893;$$

$$\gamma_2 = \exp (0,3793 - 0,1433) = 1,2663.$$

Коэффициент активности может быть связан с концентрацией в паре и жидкости с помощью соотношения $\gamma = y_i/x_i P^0$.

В [27] приведены следующие уравнения для давления: в *n*-бутаноле

$$\lg P^0 = 9,067429 - 2295,0611/(254,29 + t);$$

в воде

$$\lg P^0 = 7,96681 - 1668,21/(228,0 + t).$$

В [30] указывается, что для *n*-бутанола и воды азеотропная точка равна 365,4 К. При этой температуре состав равновесного пара в 20%-ном растворе был бы следующим:

$$2,4893 = y_1/(0,2 \cdot 278,38), \quad y_1 = 0,1929;$$

$$1,2663 = y_2/(0,8 \cdot 572,43), \quad y_2 = 0,8071.$$

Рассчитанные значения концентрации в паровой фазе очень близки к значениям их концентраций в жидкости. Это представляет собой область частичной нерастворимости системы *n*-бутанол — вода. В подробных расчетах, основанных на методе ASOG [27], подчеркивается, что использование группового подхода дает хорошие результаты при расчете состава пара при определении области частичной растворимости.

В [28] приведены основы метода групповых вкладов PFGC, уравнение состояния в котором имеет вид

$$Z = PV/(nRT) = 1 - \frac{SV}{nb} \ln \frac{V-nb}{V} - S + b \sum_i \psi_i \frac{nb-b}{V-nb} + \sum_i \frac{\psi_i \lambda_{ij}}{nb \sum_j \psi_j \lambda_{ij}}, \quad (8)$$

где $S = \sum_i S_i \tilde{x}_i$; $S_i = \sum_j m_{ij} S_j v_i$; n — число молей; b — объем занятых узлов решетки; V — объем; $C_{bH} = 12,0$ — универсальная постоянная; ψ — групповая доля; λ — величина, определяемая групповым взаимодействием; i, j — индексы групп; I — индекс, равный числу узлов, входящему на одну группу.

Третий вариант группового метода, так называемый метод UNIFAC, который мы здесь рассмотрим, предложен в [29]. Он обладает тем преимуществом, что свойства смеси могут быть в нем оценены по данным для чистых компонентов без привлечения данных для смеси. Как и в методе ASOG, считается, что коэффициент активности состоит из двух частей: одна обусловлена различиями в размере и форме молекул смеси (комбинаторная часть), а другая — взаимодействием (групповая часть):

$$\ln \gamma_i = \ln \gamma_i^C + \ln \gamma_i^R, \quad (9)$$

где индекс R соответствует групповому, а C — комбинаторному вкладу.

Комбинаторная часть коэффициента активности рассчитывается непосредственно на основе величин, затабулированных в § 4.5.4, с помощью соотношения

$$\ln \gamma_i^C = \ln \frac{\Phi_i}{\tilde{x}_i} + \frac{z}{2} q_i \ln \frac{\theta_i}{\Phi_i} + l_i - \frac{\Phi_i}{\tilde{x}_i} \sum_j \tilde{x}_j l_j, \quad (10)$$

где $l_i = z/2(r_i - g_i) - (r_i - 1)$; r_i — величина, определяемая молекулярным объемом в уравнении Ван-дер-Ваальса; $Z = 10$; v_K^D — число групп типа K в молекуле i ; R_K и Q_K — величины, затабулированные в § 4.5.4; $\theta_i = q_i \tilde{x}_i / \sum_j q_j \tilde{x}_j$ — поверхностная доля; $q_i = \sum_K v_K^D Q_K$ — величина, определяемая площадью поверхности молекулы; $\Phi_i = V_i \tilde{x}_i / \sum_j r_j \tilde{x}_j$ — сегментная доля, аналогичная объемной.

Групповая часть коэффициента активности рассчитывается согласно соотношению

$$\ln \gamma_i^R = \sum_K v_K^{(i)} (\ln \Gamma_K - \ln \Gamma_K^{(i)}), \quad (11)$$

где Γ_K — групповой коэффициент активности; $\Gamma_K^{(i)}$ — групповой коэффициент активности группы K в растворе, содержащем только молекулу i .

Групповые коэффициенты активности в (11) рассчитываются следующим образом:

$$\ln \Gamma_K = Q_K \left[1 - \ln \sum_m \theta_m \psi_{mK} - \sum_m \frac{\theta_m \psi_{mK}}{\sum_n \theta_n \psi_{nm}} \right], \quad (12)$$

где $\theta_m = Q_m X_m / \sum_n Q_n X_n$ — поверхностная доля группы m ; X_m — мольная доля группы m в смеси; $\psi_m = \exp(-a_{mn}/T)$ — групповой параметр взаимодействия; a_{mn} — групповой параметр взаимодействия, значения которого затабулированы в § 4.5.4. Заметим, что $a_{mn} \neq a_{nm}$.

Ниже приведена последовательность операций при решении уравнений в групповом подходе UNIFAC.

1. С помощью табл. 2 § 4.5.4 устанавливаются вид и число групп в каждой молекуле.

2. Рассчитываются параметры для определения молекулярного объема и площади поверхности молекулы по формулам

$$r_i = \sum_K v_K^{(i)} R_K;$$

$$q_i = \sum_K v_K^{(i)} Q_K.$$

3. Определяются параметры l_i с помощью соотношения

$$l_i = \frac{z}{2} (r_i - q_i) - (r_i - 1).$$

4. Рассчитываются сегментные и поверхностные доли на основе известного состава

$$\theta_i = q_i x_i / \sum_j q_j x_j;$$

$$\Phi_i = r_i x_i / \sum_j r_j x_j.$$

5. На основе (10) рассчитывается комбинаторная часть коэффициента активности.

6. Для чистых компонентов определяются поверхностные доли и групповые параметры взаимодействия с помощью табл. 3 § 4.5.4 (заметим, что θ_m не совпадает с θ_i , используемой при расчете комбинаторной части коэффициента активности):

$$\theta_m = Q_m X_m / \sum_n Q_n X_n;$$

$$\psi_m = \exp(-a_{mn}/T).$$

7. Рассчитываются групповые коэффициенты активности чистых компонентов по (12).

8. Повторяются операции 6 и 7 для известных концентраций раствора.

9. Рассчитывается групповая часть коэффициента активности по (11).

10. Рассчитывается коэффициент активности для каждого компонента смеси по (9).

Пример. Рассчитать коэффициент активности для 20%-ного раствора *n*-бутанола в воде при тех же условиях, что и в примере, на применение метода ASOG.

На основе табл. 2 § 4.5.4 устанавливаем, что в смеси присутствуют следующие группы: 1 CH₃; 1 COH (в *n*-бутаноле) и 1 H₂O (в воде).

Параметры R_K и Q_K для этих групп приведены ниже:

Группа	R_K	Q_K
CH_3	0,9011	0,848
CH_2	0,6744	0,540
COH	1,2044	1,124
H_2O	0,92	1,400

Обозначая n -бутанол как первый компонент, а воду как второй, параметры для определения объема и площади поверхности молекулы можно рассчитать:

$$r_1 = 0,9011 + 2 \cdot 0,6744 + 1,2044 = 3,4543; \quad r_2 = 0,9200; \quad q_1 = 0,848 + 2 \cdot 0,540 + 1,124 = 3,055; \quad q_2 = 1,40.$$

Теперь рассчитаем объемные и поверхностные доли и параметр l :

$$\theta_1 = 3,052 \cdot 0,2 / (3,052 \cdot 0,2 + 1,4 \cdot 0,8) = 0,3528; \quad \theta_2 = 0,6472; \\ \Phi_1 = 3,4543 \cdot 0,2 / (3,4543 \cdot 0,2 + 0,92 \cdot 0,8) = 0,4842; \quad \Phi_2 = 0,5158; \quad l_1 = 5 (3,4543 - 3,052) - (3,4543 - 1,0) = -0,4428; \\ l_2 = 5 (0,92 - 1,4) - (0,92 - 1,0) = -2,32.$$

Комбинаторную часть коэффициента активности можно теперь рассчитать по (11):

$$\ln \gamma_1^C = \ln (0,4842/0,2) - [5 \cdot 3,052 \ln (0,3528 \cdot 0,48420)] - \\ - 0,4428 - (0,3528/0,2) / (0,2(-0,4428) + 0,8 \cdot 2,32) = -0,9597; \\ \ln \gamma_2^C = \ln (0,5158/0,8) + 1,4 \ln (0,6472/0,5158) - 2,32 - \\ - (0,5158/0,8) - (0,2(-0,4428) + 0,8 \cdot 2,32) = 0,0835.$$

Следующим этапом расчета является определение групповой части коэффициента активности с помощью (11) и (12). Сначала вычисляется групповой коэффициент активности для раствора, содержащего только n -бутанол, а затем только для воды. В этой части расчета индекс 1 будет относиться к CH_3 , индекс 2 — к CH_2 , индекс 3 — к COH и индекс 4 — к воде. Для чистого n -бутанола поверхностные доли, фигурирующие в (12), равны:

$$\theta_1 = 1,0 \cdot 0,848 / (0,848 + 2 \cdot 0,54 + 1 \cdot 1,124) = 0,2779; \\ \theta_2 = 0,3539; \quad \theta_3 = 0,3683.$$

Параметры группового воздействия можно определить из табл. 3 § 4.5.4. Используя эти значения и температуру азеотропной точки 365,4 К, находим групповые коэффициенты взаимодействия:

$$\psi_{11} = \psi_{22} = \psi_{33} = \psi_{44} = 1,0; \\ \psi_{23} = \psi_{13} = \exp(-931,2/365,4) = 0,0782; \\ \psi_{32} = \psi_{31} = \exp(-169,7/365,4) = 0,6285; \\ \psi_{24} = \psi_{14} = \exp(-145,2/365,4) = 0,0188; \\ \psi_{11} = \psi_{42} = \exp(-647,7/365,4) = 0,1653; \\ \psi_{34} = \exp(-320,8/365,4) = 2,4059; \\ \psi_{13} = \exp(-287,5/365,4) = 0,4553.$$

Как коэффициент активности чистого компонента, так и коэффициенты активности раствора рассчитываются с помощью (12). Для трех групп n -бутанола (CH_3 , CH_2 , COH) (12) в подробном виде запишутся следующим образом:

$$\ln \Gamma_1^{(1)} = Q_1 [1 - \ln (\theta_1 \psi_{11} + \theta_2 \psi_{21} + \theta_3 \psi_{31}) - \theta_1 \psi_{11} / (\theta_1 \psi_{11} + \\ + \theta_2 \psi_{21} + \theta_3 \psi_{31}) - \theta_2 \psi_{12} / (\theta_1 \psi_{12} + \theta_2 \psi_{22} + \theta_3 \psi_{32}) - \\ - \theta_3 \psi_{13} / (\theta_1 \psi_{13} + \theta_2 \psi_{23} + \theta_3 \psi_{33})]; \\ \ln \Gamma_2^{(1)} = Q_2 [1 - \ln (\theta_1 \psi_{12} + \theta_2 \psi_{22} + \theta_3 \psi_{32}) - \theta_1 \psi_{21} / (\theta_1 \psi_{11} + \\ + \theta_2 \psi_{21} + \theta_3 \psi_{31}) - \theta_2 \psi_{22} / (\theta_1 \psi_{12} + \theta_2 \psi_{22} + \theta_3 \psi_{32}) - \\ - \theta_3 \psi_{23} / (\theta_1 \psi_{13} + \theta_2 \psi_{23} + \theta_3 \psi_{33})]; \\ \ln \Gamma_3^{(1)} = Q_3 [1 - \ln (\theta_1 \psi_{13} + \theta_2 \psi_{23} + \theta_3 \psi_{33}) - \theta_1 \psi_{31} / (\theta_1 \psi_{11} + \\ + \theta_2 \psi_{21} + \theta_3 \psi_{31}) - \theta_2 \psi_{32} / (\theta_1 \psi_{12} + \theta_2 \psi_{22} + \theta_3 \psi_{32}) - \\ - \theta_3 \psi_{33} / (\theta_1 \psi_{13} + \theta_2 \psi_{23} + \theta_3 \psi_{33})].$$

Используя эти уравнения, а также рассчитанные ранее поверхностные доли и параметры взаимодействия, можно вычислить коэффициенты активности чистого n -бутанола:

$$\ln \Gamma_1^{(1)} = 0,848 [1 - \ln (0,2779 \cdot 1 + 0,3539 \cdot 1 + 0,3683 \cdot 0,6285) - \\ - (0,2779 \cdot 1) / (0,2779 \cdot 1 + 0,3539 \cdot 1 + 0,3683 \cdot 0,6285) - \\ - (0,3539 \cdot 1) / (0,2779 \cdot 1 + 0,3539 \cdot 1 + 0,3683 \cdot 0,6285) - \\ - (0,3683 \cdot 0,0782) / (0,2779 \cdot 0,0782 + 0,3539 \cdot 0,0782 + \\ + 0,3683 \cdot 1)] = 0,2936;$$

$$\ln \Gamma_2^{(1)} = 0,1869;$$

$$\ln \Gamma_3^{(1)} = 1,124 [1 - \ln (0,2779 \cdot 0,0782 + 0,3539 \cdot 0,0782 + \\ + 0,3683 \cdot 1) - (0,2779 \cdot 0,6285) / (0,2779 \cdot 1 + 0,3539 \cdot 1 + 0,3683 \cdot \\ \times 0,6285) - (0,3683 \cdot 1) / (0,2779 \cdot 1 + 0,3539 \cdot 1 + 0,3683 \cdot \\ \times 0,6285)] = 0,5972.$$

Для чистой воды $\ln \Gamma_4^{(1)} = 0$.

Теперь можно вычислить групповой вклад коэффициента активности для 20%-ного раствора n -бутанола в воде. Для этого понадобятся групповые молярные доли:

$$X_1 = (0,2 \cdot 1) / (0,2 \cdot 4 + 0,8 \cdot 1) = 0,125; \quad X_2 = 0,25; \\ X_3 = 0,125; \quad X_4 = 0,50.$$

Основываясь на этих данных, можно рассчитать поверхностные доли для каждой группы:

$$\theta_1 = 0,125 \cdot 0,848 / (0,125 \cdot 0,848 + 0,25 \cdot 0,54 + 0,125 \cdot 1,124 + \\ + 0,5 \cdot 1,4) = 0,098; \quad \theta_2 = 0,1248; \quad \theta_3 = 0,1299; \quad \theta_4 = 0,6472.$$

В проведенных выше расчетах уравнение (12) записывалось для трех групп, имеющихся в n -бутаноле. Поэтому при расчете каждого коэффициента активности следует учитывать по три члена; указанные члены будут вычисляться отдельно и использоваться затем для расчетов коэффициентов активности:

$$\theta_1 \psi_{11} + \theta_2 \psi_{21} + \theta_3 \psi_{31} + \theta_4 \psi_{41} = 0,098 \cdot 1,0 + 0,1248 \cdot 1,0 + \\ + 0,1299 \cdot 0,6285 + 0,6472 \cdot 0,1653 = 0,4114;$$

$$\theta_1 \psi_{12} + \theta_2 \psi_{22} + \theta_3 \psi_{32} + \theta_4 \psi_{42} = 0,098 \cdot 0,0782 + 0,1248 \cdot 1,0 + \\ + 0,1299 \cdot 0,6285 + 0,6472 \cdot 0,1653 = 0,4114;$$

$$\theta_1 \psi_{13} + \theta_2 \psi_{23} + \theta_3 \psi_{33} + \theta_4 \psi_{43} = 0,098 \cdot 0,0782 + 0,1248 \cdot \\ \times 0,0782 + 0,1299 \cdot 1,0 + 0,6472 \cdot 0,4553 = 0,442;$$

$$\theta_1 \psi_{14} + \theta_2 \psi_{24} + \theta_3 \psi_{34} + \theta_4 \psi_{44} = 0,098 \cdot 0,0188 + 0,1248 \cdot \\ \times 0,0188 + 0,1299 \cdot 2,4059 + 0,6472 \cdot 1,0 = 0,9639;$$

$$\ln \Gamma_1 = 0,848 (1 - \ln 0,4114 - 0,098/0,4114 - 0,1248/0,4114 - \\ - 0,1299 \cdot 0,0782/0,442) = 1,1117;$$

$$\ln \Gamma_2 = 0,7079;$$

$$\ln \Gamma_3 = 0,4869;$$

$$\ln \Gamma_4 = 0,1989.$$

Групповой вклад в коэффициент активности рассчитывается для каждого компонента согласно (11):

$$\ln \gamma_1^R = 1 (1,1117 - 0,2936) + 2 (0,7079 - 0,1869) + 1 (0,4869 - \\ - 0,5973) = 1,7498;$$

$$\ln \gamma_2^R = 0,1989.$$

Коэффициенты активности для n -бутанола и воды и 20%-ного раствора n -бутанола в воде определяются по (9):

$$\ln \gamma_1 = 1,7498 - 0,9597 = 0,7901, \quad \gamma_1 = 2,2036;$$

$$\ln \gamma_2 = 0,1981 + 0,835 = 0,2816, \quad \gamma_2 = 1,3252.$$

Из расчета, проведенного методом ASOG, известно, что $p_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 75,8$ кПа, а $p_{\text{HC}_4\text{OH}}^0 = 37$ кПа. Если предположить, что раствор в паровой фазе является идеальным, то состав пара определяется следующим образом:

$$p\tilde{y}_1 = \gamma_1 \tilde{x}_1 p_1^0 = 2,2036 \cdot 0,2 \cdot 37 = 16,2 \text{ кПа}, \quad y_1 = 0,168;$$

$$p\tilde{y}_2 = \gamma_2 \tilde{x}_2 p_2^0 = 1,3252 \cdot 0,8 \cdot 75,8 = 80,7 \text{ кПа}, \quad y_2 = 0,832.$$

Согласие здесь не такое хорошее, как при использовании метода ASOG. Дело в том, что постоянные, используемые при расчете методом ASOG, подгоняются так, что они лучше отражают особенности свойств раствора. Что же касается общей расчетной схемы, то применение метода UNIFAC дает, по-видимому, прекрасные результаты. Хотя групповой подход и требует проведения трудоемких расчетов, производимых вручную, на его основе нетрудно составить программы для ЭВМ. Последнее рекомендуется делать во всех случаях, когда групповой подход должен быть применен для получения больших массивов информации.

4.2.3. Теплофизические свойства смесей

Оценка свойств смесей требует знания свойств чистых компонентов данной смеси. Основные усилия в теории смесей направлены на то, чтобы по свойствам чистых компонентов определить свойства смеси. В некоторых случаях описание свойств смеси представляет собой не слишком трудную задачу.

Встречаются, однако, и такие ситуации, когда описание свойств смеси наталкивается на значительные трудности. Существует немало смесей обычных компонентов, у которых зависимость свойств от концентрации имеет минимум или максимум; такие свойства не поддаются априорному расчету, и их нельзя описать на основе свойств чистых компонентов. В качестве простого примера [30] укажем на смесь уксусной кислоты и воды, для которой зависимость плотности от концентрации имеет максимум. Опыт автора говорит о том, что такая ситуация сохраняется при всех температурах вплоть до критической температуры смеси, хотя концентрация, при которой имеет место максимум (или минимум), может меняться в зависимости от температуры.

Ниже излагаются методы определения свойств смесей по свойствам чистых компонентов. Однако наряду с ними некоторое внимание будет уделено и способам непосредственного расчета свойств смесей.

А. Плотность жидкостей. Расчеты плотностей жидкостей основаны обычно на вычислении значений плотности, усредненных по составу. Такой подход требует только внимательного отношения к единицам физических величин, используемых в расчете. Если значения для чистых компонентов даны для молярных объемов, то

$$\rho_{mix} = \sum \tilde{x}_i \rho_i \quad (1)$$

Для плотности смеси можно использовать уравнение, предложенное в [31]. Его применение требует привлечения лишь ограниченного объема данных о плотности смеси. Уравнение имеет вид

$$\rho = AB^{-(1-T/C)^{2.17}}, \quad (2)$$

где A , B и C — постоянные. Если известен достаточный объем данных для надежного определения постоянных с помощью нелинейной регрессии, то (3) можно использовать для описания плотности в широком температурном интервале. Определенные по экспериментальным данным постоянные зависят от концентрации и могут использоваться лишь при фиксированном составе смеси.

В. Вязкость. В настоящее время не существует надежных методов, которые позволяли бы рассчитывать вязкость смеси без привлечения экспериментальных данных. Если значение вязкости смеси при изменении концентрации монотонно меняется от вязкости одного компонента до вязкости другого, то усреднение по молярным долям компонентов или по массовым долям даст результаты, которые будут отличаться от истинной вязкости смеси не более чем на 15%. Встречаются, однако, и такие системы, у которых зависимость вязкости смеси от концентрации может иметь

максимум или минимум. Если это действительно так, то усредненное значение может существенно отличаться от действительного. У смеси ацетон—вода вязкость имеет максимум, в котором она отличается более чем на 100% от вязкости любого чистого компонента. Очевидно, что для такой системы простое массовое усреднение применяться не может и единственным способом изучения вязкости в таких случаях является непосредственное экспериментальное исследование.

В [33] для бинарных смесей предложена модифицированная процедура расчета вязкости, использованная ранее для чистых веществ [31]:

$$\lg(\lg 10^{-2} \eta_{Lm}) = \rho_{Lm} \left(\frac{\tilde{x}_1 T \tilde{x}_2 T_2}{\tilde{x}_1 M_1 + \tilde{x}_2 M_2} \right) - 2,9, \quad (3)$$

где η_{Lm} — вязкость смеси, Па·с; $\tilde{x}$ — молярная доля; ρ_{Lm} — плотность смеси, г·моль/см³; $\tilde{M}$ — молярная масса.

Уравнение (3) пригодно для расчета вязкости бинарных смесей без привлечения каких-либо данных о чистых компонентах или о смеси. Если зависимость вязкости от концентрации не имеет минимума или максимума, погрешность при расчете по этой формуле для углеводородов и неполярных неассоциированных веществ будет лежать в пределах 20—25%, для смесей, состоящих из полярных и (или) ассоциированных компонентов, погрешность будет значительно выше, и результаты расчетов по (3) могут быть совершенно неверными.

Если для смеси известен хотя бы ограниченный набор экспериментальных данных, они могут быть экстраполированы на более высокие или низкие температуры по графику зависимости $\lg \eta$ от обратной температуры. Однако пользоваться таким приемом следует с осторожностью, потому что эта зависимость является действительно линейной лишь для немногих чистых веществ и еще для меньшего числа смесей.

Для смесей с неопределенным составом для оценки вязкости требуется хотя бы самая минимальная предварительная информация. Если плотность и истинная точка кипения компонентов известны, можно использовать процедуру, предложенную в [35]. В этом методе диаграмма, изображенная на рис. 1, используется для оценки кинематической вязкости при температурах 330—380 К. Эти значения кинематической вязкости наносятся на специальную диаграмму (близкую к диаграмме $\lg \nu$ от $1/T$) с целью получения значений вязкости при других температурах.

В [36—39] проведены обширные исследования температурной зависимости вязкости фракций сырой нефти. Авторы пришли к выводу, что зависимость $\lg \nu$ от $1/T$ для смесей типа нефти весьма близка к линейной, однако для других веществ, даже для чистых, это не так. На основе регрессионного анализа данных, взятых из источников, они получили уравнение, связывающее кинематическую вязкость фракций сырой нефти, м²/с, с легко измеряемыми величинами, информация о которых распространена:

$$\nu = A \exp(B/T), \quad (4)$$

где A — постоянная, определяемая из соотношения

$$A = (0,0223 \cdot T_b^{0,568} - 4,038 \cdot 10^{-4}) K/B \quad (5)$$

Здесь T_b — 50%-ная точка кипения, К; B — постоянная, определяемая из соотношения: $\ln B = 4,924 + 0,00454 T_b$; T — температура, К.

Пример. Оценим вязкость пробы сырой нефти при температуре 366,4 К с диапазоном кипения 366,4—533 К. Проба взята из типичной континентальной сырой нефти в США и имеет 50%-ную точку кипения 415,22 К, а обобщенный фактор Уотсона 11,95 [38].

Используем для оценки вязкости нефти (5). Оценим сначала постоянные A и B :

$$A = (0,0223 \cdot 415,22^{0,568} - 4,038 \cdot 10^{-4}) 11,95/906,05 = 4,25 \cdot 10^{-6};$$

$$B = \exp(4,924 - 0,00454 \cdot 415,22) = 906,05.$$

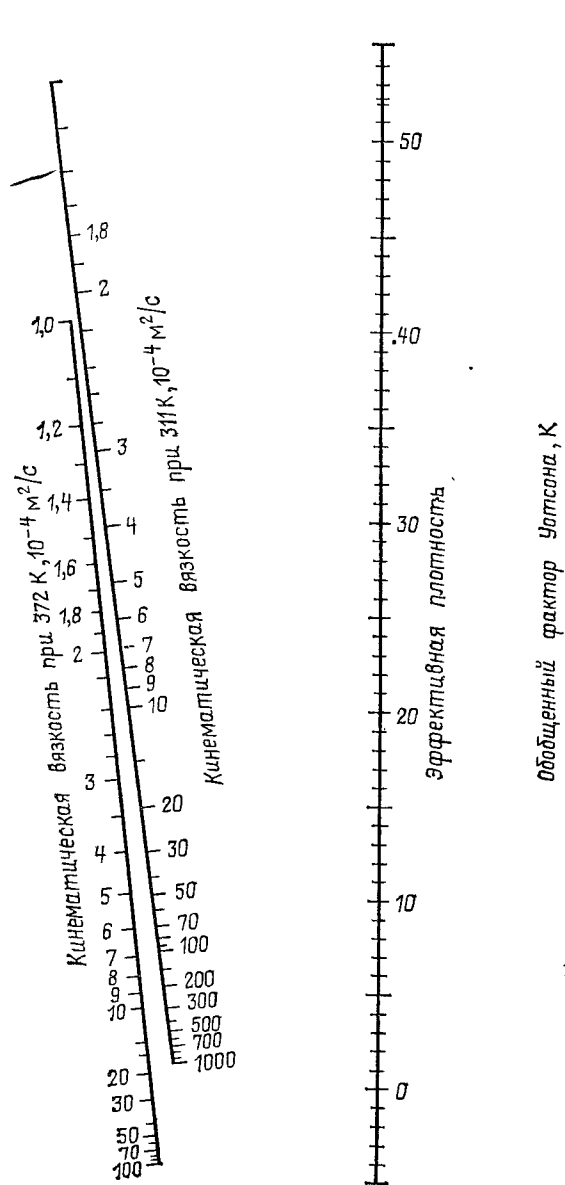


Рис. 1. Вязкость смесей с неопределенным составом

Используя эти постоянные, произведем оценку кинематической вязкости нефти:

$$\nu = 4,25 \cdot 10^{-6} \exp [906,05 / (93,4 + 273,15)] = 0,503 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Значение кинематической вязкости, полученное в эксперименте по измерению динамической вязкости и плотности, составляет $0,481 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ [38].

При обычных условиях влияние температуры на вязкость газа более существенно, чем влияние давления. Однако при очень высоких давлениях влияние давления на вязкость смеси также становится заметным. Представляется, что предложенная в [14] процедура является наилучшей для расчета вязкости газовых смесей при высоких давлениях. Рекомендованное там уравнение имеет вид

$$(\eta_m - \eta_m^0) \xi_m = 0,108 [\exp (1,439 \rho_{rm} - \exp (-1,111 \rho_{rm}^{1,858}))], \quad (6)$$

где η_m — вязкость смеси при высоком давлении, Па·с; η_m^0 — вязкость смеси при низком давлении, Па·с; ρ_{rm} — псевдоприведенная плотность смеси; ρ_m — плотность смеси, г·моль/см³; ρ_{cm} — псевдокритическая плотность смеси, г·моль/см³; $\xi_m = T_{cm}^{1/6} / (M_m^{1/2} P_{cm}^{2/3})$.

При выводе (6) авторы использовали для определения псевдокритических величин смесей следующие правила [42]:

$$T_{cm} = \sum_i y_i T_{ci}; \quad (7)$$

$$Z_{cm} = \sum_i y_i Z_{ci}; \quad (8)$$

$$V_{cm} = \sum_i y_i V_{ci}; \quad (9)$$

$$P_{cm} = Z_{cm} R T_{cm} / V_{cm}; \quad (10)$$

$$\rho_{cm} = \sum_i \tilde{x}_i M_i / \sum_i \tilde{x}_i V_{ci}. \quad (11)$$

Рез.

Уравнение (5) не подвергалось широкой экспериментальной проверке. Однако для нескольких бинарных смесей, исследованных в [14], оно дает исключительно хорошее соответствие результатам эксперимента.

Пример. Оценить при давлении 20 МПа и температуре 273,15 К вязкость смеси этана и пропилена, содержащей 50,1% (мольная доля) этана. Для 373,15 К и 0,1 МПа в [43] приводится результат [44]*, согласно которому вязкость такой смеси равна $110,3 \cdot 10^{-6} \text{ г/см}$.

В качестве первого шага выпишем критические параметры обоих компонентов смеси:

	T_c , К	$\tilde{V}_c$, м ³ /моль	Z_c	$\tilde{M}$, г/моль
Этилен	305,4	0,148	0,285	30,07
Пропилен	305,0	0,181	0,273	42,081

На основе этих значений рассчитываются свойства рассматриваемой смеси согласно приведенным выше правилам:

$$\tilde{M}_m = 0,501 \cdot 30,07 + 0,499 \cdot 42,081 = 36,06;$$

$$T_{cm} = 0,501 \cdot 305,4 + 0,499 \cdot 365 = 335,1;$$

$$V_{cm} = 0,501 \cdot 0,148 + 0,499 \cdot 0,181 = 0,165;$$

$$Z_{cm} = 0,501 \cdot 0,285 + 0,499 \cdot 0,273 = 0,279;$$

$$P_{cm} = 0,279 \cdot 0,08314 \cdot 335,1 / 0,165 = 218,55 \text{ кг/м}^2;$$

$$\rho_{cm} = 36,06 / 0,165 \text{ кг/м}^3.$$

Теперь для использования (6) нужно рассчитать плотность газовой смеси при 373,15 К и 20 МПа. Это можно сделать, используя фактор сжимаемости, определенный с помощью приведенных температуры и давления:

$$T_r = 373,15 / 335,1 = 1,11; \quad P_r = 200 / 218,55 = 0,915;$$

$$Z = 0,635; \quad PV = Z n R T$$

$$200 \cdot 1,01325 V = 0,08314 \cdot 0,635 \cdot 373,15;$$

$$V = 0,0972 \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{моль});$$

$$\rho_m = 10,29 \text{ кг} \cdot \text{моль/м}^3 = 370,94 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{rm} = 370,94 / 218,55 = 1,6973.$$

Из (6) определяем, что при 20 МПа вязкость смеси η_m

$$(\eta_m - 110,3) \cdot 0,0334 = 1,08 [\exp (1,439 \cdot 1,6973) - \exp \times (-1,111 \cdot 1,6973^{1,858})] = 1,08 (11,501 - 0,051);$$

$$\eta_m - 110,3 = 370,24;$$

$$\eta_m = 480,5.$$

Экспериментальное значение равно $500 \cdot 10^{-6} \text{ г/см}$ [44].

* Голубев И. Ф. Вязкость газов и газовых смесей. — М.: Физматгиз, 1959.

С. Теплопроводность. Первоначальные попытки расчета теплопроводности смесей состояли в усреднении по мольным или массовым концентрациям. По мере выяснения непригодности таких методов выдвигались более точные способы (как правило, эмпирические). В [45] предложен метод оценки теплопроводности, основанный на использовании массовых долей:

$$\lambda_{mix} = x_1 \lambda_1 + x_2 \lambda_2 - (\lambda_2 - \lambda_1) (1 - \sqrt{x_2}) x_2, \quad (12)$$

где индекс 2 соответствует компоненту с более высокой теплопроводностью. Уравнение (12) обеспечивает более высокую точность для неводных растворов. Погрешность обычно лежит в пределах 10% даже в тех случаях, когда зависимость теплопроводности от концентрации имеет минимум или максимум.

В [46] были сделаны следующие предположения:

перенос энергии в жидком состоянии обусловлен межмолекулярными столкновениями. Столкновения происходят в первую очередь из-за колебаний окружающих молекул, и частота столкновений примерно пропорциональна числу и размеру окружающих молекул;

вклад взаимодействия компонентов в теплопроводность смеси равен гармоническому среднему значений теплопроводности чистых компонентов. С учетом этих допущений теплопроводность смеси имеет вид

$$\lambda_m = \sum_i \sum_j \Phi_i \Phi_j \lambda_{ij}, \quad (13)$$

где

$$\lambda_{ij} = 2 (\lambda_i^{-1} + \lambda_j^{-1})^{-1}; \quad \Phi_i = \tilde{x}_i V_i / \sum \tilde{x}_j V_j, \quad \sum \Phi_i = 1.$$

В [46] указывается, что для неводных растворов критический объем может быть заменен молярным, и это не оказывает заметного влияния на точность уравнения (13).

Пример. Рассчитать теплопроводность смеси метанола и воды, содержащей 20% (молярная доля) воды при 333,15 К. Молярная масса метанола равна 32,042 г/моль, а плотность при указанной температуре — 0,7555 г/см³ [47]. Молярная масса воды составляет 18,016 г/моль, плотность при 333,15 К — 0,983 г/см³ [48]. Уравнение (13) для бинарной смеси имеет вид

$$\lambda_m = \sum \Phi_i \Phi_j \lambda_{ij} = \Phi_1 \Phi_1 \lambda_{11} + 2 \Phi_1 \Phi_2 \lambda_{12} + \Phi_2 \Phi_2 \lambda_{22}.$$

Считая далее метанол первым компонентом, а воду вторым, вычислим молярные объемы:

$$V_1 = 32,042 / 0,7555 = 42,44 \text{ см}^3 / (\text{г} \cdot \text{моль});$$

$$V_2 = 18,016 / 0,9832 = 18,32 \text{ см}^3 / (\text{г} \cdot \text{моль}).$$

Объемные доли каждого компонента имеют следующие значения:

$$\Phi_2 = 0,2 \cdot 18,32 / (0,2 \cdot 18,32 + 0,8 \cdot 42,44) = 0,0974;$$

$$\Phi_1 = 0,9026.$$

Величины λ_{ij} определяются следующим образом:

$$\lambda_{11} = 2 / (0,188^{-1} - 0,188^{-1}) = 0,188;$$

$$\lambda_{12} = 2 / (0,188^{-1} - 0,652^{-1}) = 0,2919;$$

$$\lambda_{22} = 0,652.$$

Тогда теплопроводность смеси

$$\lambda_m = 0,9026 \cdot 0,9026 \cdot 0,188 + 0,9026 \cdot 0,0974 \cdot 0,2919 + 0,0974 \times 0,9026 \cdot 0,2919 + 0,0974 \cdot 0,0974 \cdot 0,652 = 0,2107 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Согласно [46] экспериментальное значение теплопроводности, определенное для такой смеси в [49], составляет 0,216 Вт/(м·К).

При использовании (12) в качестве первого шага следует рассчитать массовые доли:

для метанола

$$X_1 = 0,8 \cdot 32,042 / (0,2 \cdot 18,016 + 0,8 \cdot 32,042) = 0,8768;$$

для воды

$$X_2 = 0,2 \cdot 18,016 / (0,2 \cdot 18,016 + 0,8 \cdot 32,042) = 0,1232.$$

Тогда теплопроводность смеси

$$\lambda_m = 0,1232 \cdot 0,652 + 0,8768 \cdot 0,188 - (0,652 - 0,188) (1 - 0,1232) 0,1232 = 0,2028 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Для углеводородных смесей с неопределенным составом теплопроводность, Вт/(м·К), можно оценить по соотношению

$$\lambda = 1,744 \cdot 10^{-2} - 1,493 \cdot 10^{-5} T, \quad (14)$$

где T — температура, К.

Уравнение (14) дает одно значение теплопроводности для любой смеси независимо от диапазона кипения, плотности или обобщенного фактора Уотсона. Это представляется чрезмерным упрощением, и было экспериментально показано [50], что это неверно. Однако оно обеспечивает оценку теплопроводности сырой нефти с точностью $\pm 25\%$. Его не следует применять для потоков внутри ректификационных установок, когда эти потоки содержат значительные количества ненасыщенных углеводородов.

Влияние давления на теплопроводность жидкостей при обычных давлениях невелико.

Д. Теплоемкость. В настоящее время нет методов, позволяющих рассчитывать теплоемкость смеси без знания теплоемкостей чистых компонентов. Если имеются значения для чистых компонентов, теплоемкость смеси рассчитывается как невзвешенное среднее значений для чистых компонентов. При этом имеется в виду, что требования размерности соблюдаются. В таком подходе не учитываются возникновение теплоты смешения и другие подобные эффекты. По этой причине в тех случаях, когда теплота смешения не равна нулю, могут возникнуть большие погрешности. Для углеводородов и близких гомологов применение такого подхода целесообразно, и разброс значений теплоемкости находится в пределах 10%, хотя имеется мало данных для сравнения. При псевдоприведенной температуре ниже 0,85 изобарической теплоемкости смеси с неопределенным составом, Дж/(кг·К), можно рассчитать по выражению [52]

$$C_p = 4,1876 \cdot 10^3 [A_1 - 0,8 A_2 (T - 273,15) - 0,64 A_3 (T - 273,15)^2],$$

где для жидкой нефти

$$A_3 = -1,17126 + (0,023722 + 0,024907 \rho_r) K + (1,14982 - 0,046535 K) / \rho_r;$$

$$A_2 = 10^{-4} (1,0 + 0,92463 K) (1,12172 - 0,27634 / \rho_r);$$

$$A_1 = 10^{-8} (1,0 + 0,92363 K) (2,9027 - 0,70958 / \rho_r);$$

$T_r = T / T_{pc}$ — приведенная температура; T — температура, К; T_{pc} — псевдокритическая температура; K — обобщенный фактор Уотсона (см. § 4.2.1); ρ_r — относительная плотность.

Е. Удельная теплоемкость газовых смесей. Теплоемкость смесей идеальных газов может быть рассчитана как значение, усредненное по мольным либо массовым долям, в зависимости от того, какие именно теплоемкости компонентов известны. Для расчета теплоемкостей чистых компонентов можно использовать методы, приведенные в § 4.1.3. Для смесей реальных газов необходимо учитывать отклонение их свойств от свойств идеальных смесей. На рис. 2 показано отклонение теплоемкости реальных газов от теплоемкости идеального газа в зависимости от приведенных температуры и давления [53].

Пример. Рассчитать теплоемкость газовой смеси, содержащей 40% метана и 60% этана (концентрации в мольных долях). Смесь находится при температуре 313,15 К и давлении 7 МПа. По данным [54] теплоемкость, соответствующая состоянию идеального газа, равна для метана 36,21, а для этана 54,21 кДж/(кг·моль·К).

Таблица П1

Вещество	Мольная доля	C_p , кДж/(кг·моль·К)	C_p , кДж/(кг·моль·К)	T_c , К	T_c , К	P_c , МПа	P_{cm} , МПа
Первый компонент	0,4	36,21	14,48	190,6	76,2	4,60	1,84
Второй компонент	0,6	54,21	32,53	305,9	183,5	4,88	2,93
Смесь	—	—	47,01	—	257,9	—	4,77

Примечание. Значения критических температур и давлений взяты из [55].

Сначала нужно рассчитать усредненную по мольным долям теплоемкость, критическую температуру и критическое давление. Соответствующие расчеты приведены в табл. П1.

Приведенная температура равна:

$$T_r = 313,2/257,9 = 1,21;$$

приведенное давление

$$P_r = 7/4,77 = 1,47.$$

Используя значения приведенной температуры и приведенного давления, по рис. 3 определяем отклонение

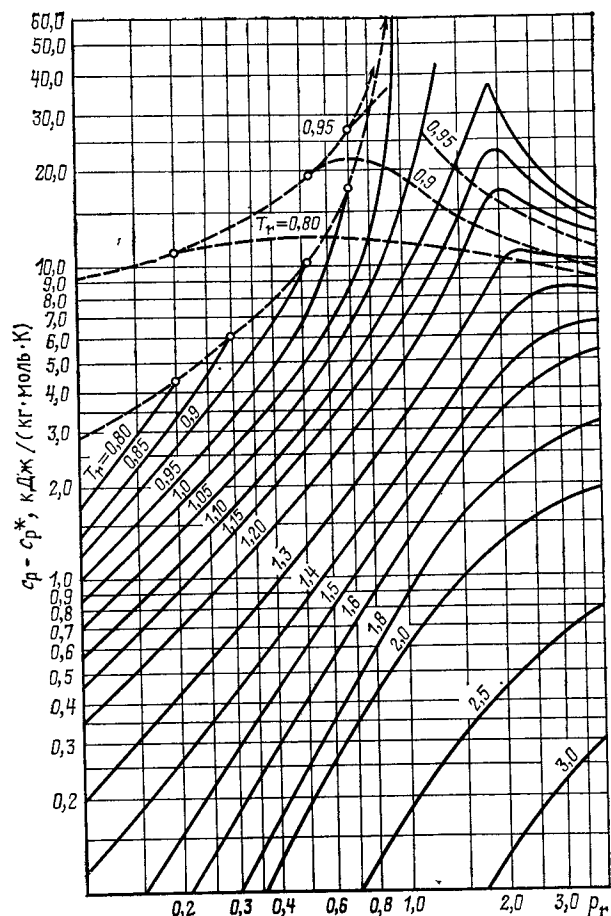


Рис. 2. Отклонение теплоемкости $\Delta C_p = 4,2 (\bar{C}_p - \bar{C}_p^*)$ реального газа [55]

теплоемкости:

$$C_p - C_p^* = 40,6 \text{ кДж/(кг·моль·К)}.$$

Теплоемкость реальной газовой смеси

$$C_p = 87,61 \text{ кДж/(кг·моль·К)}.$$

Г. Смеси неопределенного состава. График на рис. 3 заимствован из [56] в той форме, как он представлен в [57]. С его помощью можно получать теплоемкости нефти как

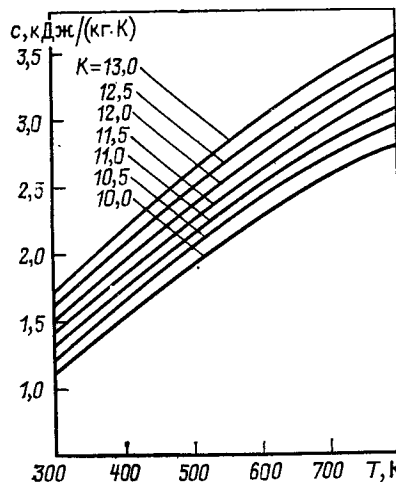


Рис. 3. Удельная теплоемкость газовой смеси углеводородов с неопределенным составом

функции обобщенного фактора Уотсона и температуры. Значения теплоемкости, получаемые из рис. 3, относятся к низкому давлению и сравниваются с теплоемкостями чистых компонентов, рассчитанными как для идеального газа.

4.2.4. Межфазное натяжение

В литературе существует немалая путаница, связанная с терминологией, предназначенной для описания «притяжения» молекул к границе между двумя фазами. Ниже термин «поверхностное натяжение» будет применяться к таким ситуациям, когда газовой фазой будет являться воздух; термин «межфазное натяжение» будет применяться в тех случаях, когда газовой фазой является пар, находящийся в равновесии с жидкостью. Равновесия жидкость — жидкость и жидкость — твердое тело здесь рассматриваться не будут.

В большинстве случаев, связанных с разработкой и расчетом оборудования, величиной, которая представляет интерес, является именно межфазное натяжение. И лишь иногда приходится иметь дело со средами при таких усло-

виях, когда они вступают в контакт с воздухом при атмосферном давлении. Большая часть измерений, по крайней мере до последнего времени, проводилась в лабораториях на границе раздела вещество — воздух, и поэтому приходится использовать именно поверхностное натяжение.

Для бинарных смесей, когда значения поверхностного натяжения чистых компонентов известны, поверхностное натяжение смеси можно оценить с помощью простого усреднения по мольным долям:

$$\sigma_m = \sum_i x_i \sigma_i. \quad (1)$$

В тех случаях, когда смесь находится под высоким давлением, или значения для чистых компонентов неизвестны, для оценки поверхностного натяжения смеси можно использовать следующее соотношение [56]:

$$\sigma^{1/4} = \sum_i (P_i) (\rho_{Lm} \tilde{x}_i - \rho_{Vm} \tilde{y}_i), \quad (2)$$

где P — число Парохора; индекс m означает, что данная величина относится к смеси. Если значения плотности жидкости неизвестны, но сама смесь состоит из известных компонентов, можно использовать модификацию [57] формулы (2):

$$\sigma_m = \frac{P_m}{R_{Dm}} \frac{n_m^2 - 1}{n_m^2 + 2}, \quad (3)$$

где R_D — молярная рефракция; n — коэффициент преломления. В качестве R_D , P и n взяты усредненные по мольным долям величины.

Трудно отдать предпочтение какому-либо из трех описанных методов в отношении точности. Во всех случаях погрешность достигает 10%, и ни один из них не рекомендуется использовать для водных растворов.

Вследствие того что вода является полярным веществом, оценка поверхностного натяжения водных растворов представляет собой особую задачу. Можно выделить три фазы — пар, жидкость и еще одну фазу, которую представляет собой межфазная область, в ряде случаев сильно отличающаяся по своим свойствам от однородной жидкости. Для оценки поверхностного натяжения водных растворов рекомендуется использовать выражение, предложенное в [58]:

$$\sigma_m^{1/4} = \psi_w \sigma_w^{1/4} + \psi_o \sigma_o^{1/4}, \quad (4)$$

где ψ_w — объемная доля воды в поверхностном слое, определяемая как

$$\psi_w = \tilde{x}_w V_w / V^\sigma; \quad (5)$$

$$\psi_o = \tilde{x}_o V_o / V^\sigma. \quad (6)$$

При расчете этих величин подразумевается, что между поверхностной и объемной фазами поддерживается равновесие:

$$C = B + D; \quad (7)$$

$$B = \lg (\psi_w^\sigma / \psi_o); \quad (8)$$

$$C = \lg [(\psi_w^\sigma)^q / \psi_o^\sigma]; \quad (9)$$

$$D = 0,441 (q/T) (\sigma_o V_o^{2/3} / q) - \sigma_w V_o^{2/3}; \quad (10)$$

$$\psi_w = \tilde{x}_w V_w / (\tilde{x}_w V_w + \tilde{x}_o V_o); \quad (11)$$

$$\psi_o = \tilde{x}_o V_o / (\tilde{x}_w V_w + \tilde{x}_o V_o), \quad (12)$$

где $\tilde{x}$ — мольная доля компонента в объемной фазе; V — мольный объем компонента, $\text{см}^3/(\text{г} \cdot \text{моль})$; σ — поверхностное натяжение; T — температура, К; q — постоянная, зависящая от сорта и размера молекулы органического компонента, значения которой приведены в табл. 1; ψ — объ-

Таблица 1. Значения постоянной q , применяемой для оценки межфазного натяжения [58]

Вещество	q
Жиры, кислоты, спирты, Кетоны	Число атомов углерода
Галогенные производные жирных кислот	На единицу меньше числа атомов углерода Число атомов углерода, умноженное на отношение молярного объема галогенной производной к молярному объему жирной кислоты

емная доля в поверхностной фазе; o — индекс, обозначающий органический компонент; w — индекс, обозначающий воду; σ — индекс, обозначающий границу раздела жидкой и паровой фаз. В [58] утверждается, что погрешность этого метода составляет менее 10%, если q меньше 5, и достигает 20% для q , больших 5. Уравнение (4) можно применять и к органическим смесям, если положить q равным отношению молярных объемов растворенного вещества к растворителю.

Пример. Рассчитать межфазное натяжение 30%-ного раствора ацетон — вода при 65,6 °C. Согласно [59] при 65,6 °C поверхностное натяжение воды равно $66,84 \cdot 10^{-3}$ Н/м, а ацетона — $17,62 \cdot 10^{-3}$ Н/м. Молярные массы ацетона и воды соответственно равны 58,1 и 18,016 г/моль, а плотности — 0,7379 и 0,9803 г/см³ [60].

Молярные объемы рассчитываются по молярной массе и плотности:

$$V_o = 58,1 / 0,7379 = 78,4 \text{ см}^3/(\text{г} \cdot \text{моль});$$

$$V_w = 18,016 / 0,9803 = 18,38 \text{ см}^3/(\text{г} \cdot \text{моль}).$$

Объемные доли в поверхностной фазе для воды и ацетона рассчитываются по (11) и (12):

$$\psi_w = 0,7 \cdot 18,38 / (0,7 \cdot 18,38 + 0,3 \cdot 78,4) = 0,3526;$$

$$\psi_o = 0,3 \cdot 78,4 / (0,7 \cdot 18,38 + 0,3 \cdot 78,4) = 0,6474.$$

Согласно табл. 1 для ацетона $q=2$. По (8) рассчитаем постоянную B :

$$B = \lg [(0,3526)^2 / 0,6476] = \lg 0,1918 = -0,7172,$$

а по (10) — постоянную D :

$$D = (0,441 \cdot 2 / 338,7) [17,62 (78,4)^{2/3} / 2 - 66,84 (78,4)^{2/3}] = 0,002604 (161,85 - 1227,9) = -2,776.$$

Постоянная C рассчитывается по (7):

$$C = B + D = -0,7172 - 2,776 = -3,4932.$$

Однако, постоянную C можно также выразить через концентрации компонентов межфазной области согласно (9). Поскольку по определению объемные доли в поверхностной фазе должны в сумме давать единицу: $\psi_o^\sigma + \psi_w^\sigma = 1,0$, то указанные величины в межфазной области могут быть рассчитаны по (7) и (9):

$$\lg (\psi_w^\sigma)^q / \psi_o = -3,4932;$$

$$\lg (\psi_w^\sigma)^q / (1 - \psi_w^\sigma) = -3,4932.$$

В итоге, решая уравнения, получаем

$$\psi_w^\sigma = 0,0178; \quad \psi_o^\sigma = 0,9822.$$

Межфазное натяжение смеси при 338,7 К можно считать по (4):

$$\sigma_m^{1/4} = 0,0178 (66,84)^{1/4} + 0,9822 (17,62)^{1/4}$$

$$\sigma_m = 18,12 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м.}$$

В [59] приводится экспериментальное значение, равное $23,1 \cdot 10^{-3}$ Н/м, отличающееся от рассчитанного более чем на 20%.

Поверхностное натяжение смесей неопределенного состава можно оценить с помощью числа Паракхора. В этом случае следует использовать (2) с числом Паракхора, определяемым выражением [61]

$$P = 40 + 2,38\tilde{M}. \quad (13)$$

4.2.5. Коэффициент диффузии

А. Введение. Под диффузией будем понимать перенос вещества в пределах одной фазы, обусловленный только молекулярными механизмами: этот перенос не связан ни с внешними силами, ни с турбулентностью. Диффузия может быть вызвана градиентами ряда величин, но здесь будет рассматриваться только диффузия, обусловленная градиентом концентрации. В бинарной смеси при диффузии компонента *A* из одной точки в другую с некоторой скоростью для сохранения потока компонент *B* должен диффундировать с той же скоростью, но в противоположном направлении. Если F_m — поток, то коэффициент диффузии

определяется следующим образом:

$$F_A^m = -CD_{AB}\nabla x_A; \quad (1)$$

$$F_B^m = -CD_{BA}\nabla x_B, \quad (2)$$

где *C* — концентрация; *F* — поток, обусловленный диффузией; *D* — коэффициент диффузии.

С поправкой на активность коэффициент диффузии имеет вид

$$\Delta_{AB} = \frac{D_{AB}}{(\partial \ln a_A)/(\partial \ln x_A)}. \quad (3)$$

Таблица 1. Координаты *X* и *Y* для расчета коэффициента диффузии бинарной смеси жидкостей по номограмме на рис. 1

Растворенное вещество	Растворитель	X	Y	Растворенное вещество	Растворитель	X	Y
Метан	Вода	—11,5	76,5	Вода	Этанол	—19,0	53,5
Этан	»	—16,0	63,8	Уксусная кислота	CCl ₄	—2,5	35,5
Пропан	»	—21,0	62,5	Муравьиная кислота	»	4,5	44,5
Бутан	»	—22,0	56,8	Бензол	»	—6,5	41,0
Пентан	»	—23,0	51,0	Циклогексан	»	—8,0	36,5
Циклогексан	»	—21,5	41,0	Гептан	Бензол	3,0	63,0
Циклопентан	»	—19,0	46,0	Метанол	»	25,5	100,0
Метилциклопентан	»	—22,0	41,0	Этанол	»	12,0	92,0
Ацетилен	»	0,0	70,0	Бензойная кислота	»	7,5	43,0
Бензол	»	—15,0	55,0	Уксусная кислота	Толуол	7,0	64,5
Толуол	»	—21,5	45,5	Муравьиная кислота	»	19,5	52,5
Этилбензол	»	—21,5	41,0	Циклогексан	»	1,5	81,0
Метанол	»	—12,0	80,0	Метилциклогексан	»	5,0	69,0
Этанол	»	—14,00	55,5	Анилин	»	1,0	67,0
n-Пропанол	»	—19,5	56,0	Уксусная кислота	Ацетон	23,0	84,0
i-Пропанол	»	—20,0	53,0	Вода	»	49,5	97,0
n-Бутанол	»	—21,0	50,0	Хлороформ	»	26,5	92,0
t-Бутанол	»	—27,0	60,0	Йод	n-Октан	16,0	69,0
Этиленгликоль	»	—16,0	51,0	Толуол	Анилин	—36,0	28,0
Ацетон	»	—11,0	44,5	Бензол	Гептан	21,5	93,0
Маннит	»	—27,0	24,0	Толуол	»	28,5	87,0
Аланин	»	—22,0	40,5	Ацетон	Хлороформ	8,0	66,5
Ацетамид	»	—18,0	64,0	Толуол	Метилциклогексан	—3,0	50,0
Бутиламид	»	—22,5	59,5	CCl ₄	Циклогексан	—7,5	50,0
Формамид	»	—11,0	73,5	Йод	»	0,0	53,0
Гликоамид	»	—17,0	49,0	Бензол	»	—1,5	63,0
Пропиоамид	»	—22,0	63,5	Толуол	»	—2,5	42,0
Карбамид	»	—13,5	58,0	Хлорбензол	Бромбензол	—7,5	33,5
Триэтиленгликоль	»	—28,0	41,0	Толуол	Хлорбензол	—1,0	49,0
Йод	Этанол	—10,5	47,5				

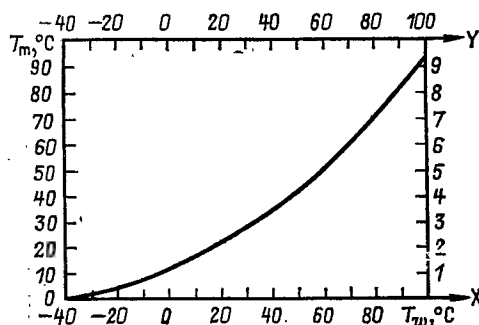


Рис. 1. Номограмма для определения коэффициентов диффузии жидкостей (T_w — температура воды, T_m — температура смеси)

Для газов $D_{AB} = \Delta_{AB}$, потому что влияние концентрации для газов много меньше, чем для жидкостей.

В. Диффузия в жидкостях. Для диффузии компонентов в разбавленных растворах рекомендуется уравнение, предложенное в [62]:

$$D_{AB} = 1,17 \cdot 10^{-16} (\Phi \bar{M}_B)^{1/2} T / (\eta_B \bar{v}_A^{0,6}), \quad (4)$$

где D_{AB} — коэффициент диффузии вещества, концентрация которого в растворителе B мала, $\text{м}^2/\text{с}$; $\bar{M}_B$ — молярная масса растворителя B ; T — температура, К ; η_B — вязкость растворителя B при температуре T , $\text{Па} \cdot \text{с}$; Φ — коэффициент ассоциации растворителя B (он равен 2,6 для воды и 1,0 для неассоциированных растворителей); $\bar{v}_A$ — молярный объем растворенного вещества в его нормальной точке кипения, $\text{м}^3/\text{моль}$.

Для неассоциированных растворителей (4) может применяться при $\Phi = 1,0$.

В [64] построена номограмма для определения коэффициентов диффузии растворов разных составов при различных температурах. При таком подходе предполагается линейная связь между температурой, при которой жидкость будет иметь данный коэффициент диффузии, и той температурой, при которой вода имеет то же значение коэффициента диффузии. Эта номограмма приведена на рис. 1. Величины X и Y — координаты, соответствующие различным компонентам, представленные в табл. 1. Правила пользования номограммой лучше всего поясняются примером (см. ниже).

Пример. Рассчитать коэффициент диффузии для раствора метилового спирта в воде при 288,15 К . В данном случае $\bar{M}_B = 18,016$, $\eta_B = 1,146 \cdot 10^{-3}$, $\Phi = 2,6$, $T = 288,15 \text{ К}$ и (из табл. § 4.5.1) $\bar{v}_A = 32,00/751 = 0,0426 \text{ м}^3/\text{кмоль}$.

Подставляя данные в (4), получаем

$$D_{AB} = 1,17 \cdot 10^{-16} (2,6 \cdot 18,016)^{1/2} \times \times 288,15 / (1,146 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0426^{0,6}) = 1,34 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Согласно [65] экспериментальное значение составляет $1,28 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$.

При использовании номограммы на рис. 1 необходимо сначала определить значения X и Y из табл. 1. Для системы метиловый спирт — вода $X = -12$, а $Y = 80$. Две точки на номограмме определяют прямую. Из точки пересечения этой прямой с горизонтальной линией, проведенной через точку 15 $^{\circ}\text{C}$, проводим вертикальную прямую до пересечения с кривой 1, а из этой последней точки проводим горизонтальную прямую вправо до пересечения с правой вертикальной осью, с которой и считываем коэффициент диффузии:

$$D_{AB} = 1,25 \cdot 10^{-9} \text{ см}^2/\text{с} = 1,25 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

С. Диффузия в газах. Для расчета коэффициентов диффузии в газовых бинарных смесях рекомендуется метод, предложенный в [67]. Авторы этой работы применяют групповой метод определения особых «диффузионных объемов», которые используются для определения коэффициентов диффузии по формуле

$$D_{AB} = 1,013 \cdot 10^{-7} T^{1,75} (1/\bar{M}_A + 1/\bar{M}_B)^{1/2} \times \times \left\{ p \left[\left(\sum_A v_i \right)^{1/3} + \left(\sum_B v_i \right)^{1/3} \right]^2 \right\}^{-1},$$

Таблица 2а. Атомные и структурные постоянные диффузионных объемов

Вещество	Постоянная	Вещество	Постоянная
C	16,5	Ароматические или гетероциклические кольца	—20,2
H	1,98		
O	5,48		
N	5,69		
Cl	19,5		
S	17,0		

Таблица 2б. Диффузионные объемы простых молекул

Вещество	Объем	Вещество	Объем	Вещество	Объем
H ₂	7,07	Ar	16,1	H ₂ O	12,7
D	6,70	Kr	22,8	(CCl ₃ F ₂)	114,8
He	2,88	(Xe)	37,9	(SF ₆)	69,7
N ₂	17,9	CO	18,9	(Cl ₂)	37,7
O ₂	16,6	CO ₂	26,9	(Br ₂)	67,2
Воздух	20,1	N ₂ O	35,9	(SO ₂)	41,1
Ne	5,59	NH ₃	14,9		

где D_{AB} — бинарный коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$; v_i — особые диффузионные параметры, которые вычисляются путем суммирования вкладов, вносимых атомами, группами и структурными единицами диффундирующих частиц; $\bar{M}$ — молярная масса, $\text{кг}/\text{кмоль}$; p — давление, МПа .

Пример. Определить коэффициент диффузии метана в газовой фазе через водяной пар при температуре 352,3 К и давлении, равном 0,1 МПа . Молярная масса воды 18,016 $\text{г}/\text{моль}$, метана — 16,043 $\text{г}/\text{моль}$. Используя данные табл. 2, определяем молекулярные диффузионные объемы для воды и метана:

$$v_{\text{H}_2\text{O}} = 12,7;$$

$$v_{\text{CH}_4} = v_C + 4v_H = 16,5 + 4 \cdot 1,98 = 24,42.$$

Используя (8), определяем коэффициент диффузии метана в водяном паре:

$$D_{AB} = \frac{1,013 \cdot 10^{-7} (352,3)^{1,75} (1/18,016 + 1/16,043)^{1/2}}{1,013 (12,7^{1/3} + 24,42^{1/3})^2} = 0,3589 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Имеются экспериментальные данные (см. [67]), согласно которым $D_{AB} = 0,356 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Раздел 4.3

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА
РЕОЛОГИЧЕСКИ СЛОЖНЫХ СРЕД

З. П. Шулман

4.3.1. Дисперсные композиции*

А. Общие положения. Неньютоновские свойства присущи большинству умеренно и сильно концентрированных суспензий и эмульсий: смазкам, горючим жидким смесям, ракетным топливам, угольным и торфяным пудлам, строительным, цементно- и асфальтобетонным растворам, пищевым, бумажным, керамическим массам и др. У разбавленных композиций вязкость в соответствии с формулой Эйнштейна зависит лишь от объемного содержания частиц, но не определяется напряженно-деформированным состоянием. Детальное описание течения и теплообмена реологически сложных сред приведено в монографиях [1, 2, 3—5] и обзоре [6].

Отметим, что в настоящее время отсутствуют общие и надежные методы расчета реологических свойств композиций по известным свойствам и составу компонентов. Выражения, использованные здесь для теплофизических свойств, основаны на простейших физических моделях, в которых не учитываются взаимное расположение фаз, поверхностные явления, контакты частиц и структурирование. Однако, несмотря на упрощенность, они позволяют проводить вполне надежные качественные оценки.

В. Двухкомпонентные композиции. В зависимости от соотношений между индивидуальными теплопроводностями их можно подразделить на четыре класса [7]:

I: $\lambda_d \gg \lambda_c$ или $\lambda_c/\lambda_d > 100$; II: $\lambda_d \gg \lambda_c$ или $\lambda_d/\lambda_c > 100$; III: $1 < \lambda_c/\lambda_d < 100$; IV: $1 < \lambda_c/\lambda_d < 100$.

Индексы «с» и «д» относятся к сплошной и дискретной фазам. Наиболее распространены системы классов II и IV (например, суспензии металлов). В настоящее время отсутствуют обобщенные корреляции, одинаково приемлемые для композиций указанных четырех классов. При $\lambda_c > \lambda_d$

$$\lambda^{-1} = 2 \left\{ -G (\lambda_d - \lambda_c) [\lambda_c + B (\lambda_d - \lambda_c)] \right\}^{-1/2} \times \times \operatorname{tg}^{-1} \left\{ \frac{B}{2} \left[-\frac{G (\lambda_d - \lambda_c)}{\lambda_c + B (\lambda_d - \lambda_c)} \right]^{1/2} \right\} + \frac{1 - B}{\lambda_c}; \quad (1)$$

при $\lambda_d > \lambda_c$

$$-\lambda^{-1} = \{ G (\lambda_d - \lambda_c) [\lambda_c + B (\lambda_d - \lambda_c)] \}^{-1/2} \times \times \frac{[\lambda_c + B (\lambda_d - \lambda_c)]^{1/2} + \frac{B}{2} [G (\lambda_d - \lambda_c)]^{1/2}}{[\lambda_c + B (\lambda_d - \lambda_c)]^{1/2} - \frac{B}{2} [G (\lambda_d - \lambda_c)]^{1/2}} + \frac{1 - B}{\lambda_c}. \quad (2)$$

Здесь $B = (3z_d/2)^{1/2}$ и $G = -4[2/(3z_d)]^{1/2}$, B и G — параметры, определяющие содержание дисперсной фазы. Зависимость (2) при $\lambda_d \gg \lambda_c$ в пределе переходит в простую формулу, не содержащую λ_d :

$$\lambda = \lambda_c / (1 - B) = \lambda_c / [1 - (3z_d/2)^{1/2}]. \quad (3)$$

Для дисперсий сферических частиц (классы I, III, IV) с объемными концентрациями $z_d < 0,1$ достаточно точна формула Максвелла [8]:

$$\lambda/\lambda_c = [\lambda_d + 2\lambda_c - 2z_d(\lambda_c - \lambda_d)] / [\lambda_d + 2\lambda_c + z_d(\lambda_c - \lambda_d)]. \quad (4)$$

Формула (4) для $\lambda_d \gg \lambda_c$ упрощается до вида

$$\lambda = \lambda_c (1 \mp 2z_d) / (1 - z_d). \quad (5)$$

* Приведенные в § 4.3.1 соотношения относятся также к смесям твердых частиц, порошкам и пористым телам.

Для суспензии несферических частиц с хорошей теплопроводностью (класса II) используется формула Гамильтона [9]:

$$\lambda = \frac{\lambda_c [\lambda_d + (n-1)\lambda_c - (n-1)(\lambda_c - \lambda_d)z_d]}{\lambda_d + (n-1)\lambda_c + (\lambda_c - \lambda_d)z_d}. \quad (6)$$

Здесь $n=3/\psi$ — фактор несферичности, где ψ — коэффициент сферичности. Для сферических частиц $\psi=1$. Для многокомпонентных композиций

$$\lambda = \lambda_1 \left[1 - \sum_{i=2}^m z_i (n_i - 1) (\lambda_1 - \lambda_i) \right] / \left\{ 1 + \sum_{i=2}^m z_i (\lambda_1 - \lambda_i) / [\lambda_i + (n_i - 1)\lambda_1] \right\}. \quad (7)$$

Здесь $n_i=3/\psi_i$ — фактор несферичности i -го компонента. Первый компонент — обычно сплошная фаза. В случае $i=3$ в зависимости от отношения теплопроводностей частиц обоих сортов (λ_{d1} и λ_{d2}) к теплопроводности непрерывной фазы λ_c можно подразделить на семь основных классов.

I: $\lambda_{d1}/\lambda_c > 100$; $\lambda_{d2}/\lambda_c > 100$. Такие системы имеют частицы с хорошей теплопроводностью. Их можно рассматривать как двухфазные композиции класса II с объемным содержанием $z_d = z_{d1} + z_{d2}$. Расчет проводится по формулам (3) и (7);

II: $\lambda_{d1}/\lambda_c > 100$; $10 < \lambda_{d2}/\lambda_c < 100$. Используются (7) или же зависимости (2) и (3) для двухфазных смесей. Поскольку $\lambda_d \gg \lambda_c$ и $\lambda_{d1} > \lambda_{d2}$, композицию можно рассматривать как двухфазную, где средой служит дисперсия частиц фазы 2 в исходной сплошной среде, а компонент 1 — дисперсной фазой;

III: $10 < \lambda_{d1}/\lambda_c < 100$; $10 < \lambda_{d2}/\lambda_c < 100$. Расчет проводится по (7) или (2), при этом $z_{c2} = z_{d2} + z_c$; $z_d = z_{d1}$ и $\lambda_d = \lambda_{d1}$;

IV: $\lambda_{d1}/\lambda_c \approx 10$; $\lambda_{d2}/\lambda_c \approx 10$;

V: $\lambda_{d1}/\lambda_c \sim 10$; $\lambda_{d2}/\lambda_c \sim 1$;

VI: $\lambda_{d1}/\lambda_c \sim \lambda_{d2}/\lambda_c \sim 1$.

Теплопроводность жидких композиций классов IV—VI рассчитывается по тем же формулам, что и для класса III, т. е. (7) и (2). Для смесей класса VI подходит также зависимость (1).

VII: $\lambda_{d1}/\lambda_c < 1$ и (или) $\lambda_{d2}/\lambda_c < 1$. Для расчета теплопроводности композиций данного класса одинаково пригодны формулы (1), (2), (7).

С. Суспензии ядерного топлива [10]. В суспензиях ядерного топлива частицы окислов урана диспергированы

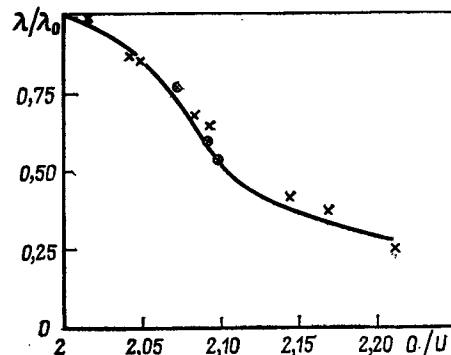


Рис. 1. Влияние степени окисленности урана O/U на теплопроводность ядерной суспензии

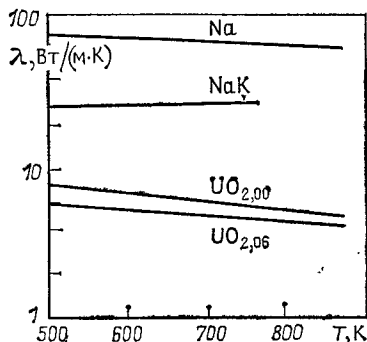


Рис. 2. Зависимость теплопроводности ядерной суспензии от температуры

в жидких металлах — натрия или смеси NaK. В силу хорошей теплопроводности обоих компонентов $5 < \lambda_c / \lambda_d < 10$. Однако непосредственное использование формулы (1) может привести к ошибкам из-за неучета степени окисленности урана, т. е. стехиометрического сдвига в сторону высших окислов, вплоть до U_3O_8 (рис. 1). Для ядерных суспензий типа III используются выражения

$$\lambda / \lambda_c = s(2-s) + \frac{(1-s)^2}{1-s + (\lambda_d / \lambda_c) s} \frac{\lambda_d}{\lambda_c}; \quad (8)$$

$$\lambda / \lambda_c = 2\varepsilon(3-2\varepsilon) \lambda_d / \lambda_c / (3-\varepsilon + \varepsilon \lambda_d / \lambda_c). \quad (9)$$

В их основу положены схемы изотропных композиций с кубическими (8) и сферическими (9) частицами с равномерными пленками жидкой фазы. Параметр $s = 1 - (1-\varepsilon)^{1/3}$ характеризует выраженный через пористость ε объемную долю жидкой фазы. На рис. 2 представлены температурные зависимости теплопроводности компонентов ядерных композиций, а на рис. 3 — результаты опытной проверки расчетных соотношений. Пористость ε — отношение объема жидкой фазы к объему суспензии — связана с объемной долей твердой фазы равенством $\varepsilon_d = 1 - \varepsilon$. Теплопроводность суспензий ядерного топлива резко увеличивается с содержанием твердой фазы. Выражения (8) и (9) хорошо согласуются с опытами.

Д. Нефти. Нефти являются полифракционными многокомпонентными системами. Их плотность меняется в широких пределах: от 730 до 1040 кг/м³. Тяжелые (неньютоновские) нефти ($\rho > 900$ кг/м³), содержащие много твердых углеводородов — парафинов, смол, асфальтенов, обладают сильно выраженным аномальным изменением вязкости и вязкопластичности. В процессах добычи, хранения, транспортировки, переработки и использования нефть подвергается различным тепловым воздействиям. В частности,

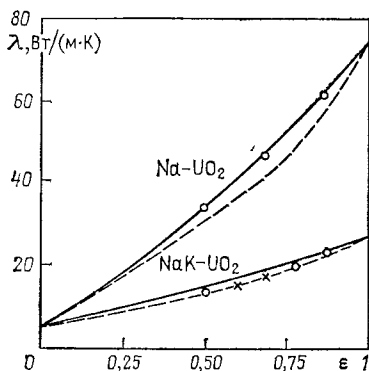


Рис. 3. Зависимость теплопроводности типичных ядерных суспензий от содержания двуокиси урана (твердая фаза)

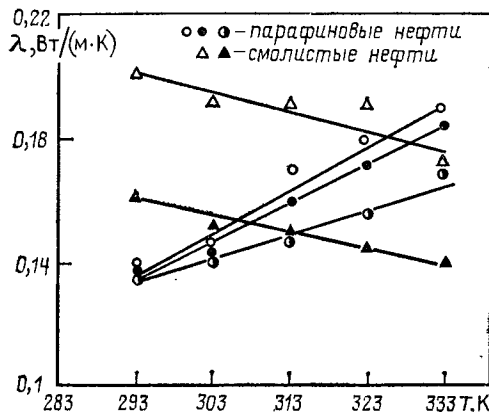


Рис. 4. Зависимость теплопроводности парафинистых и смолистых нефтей от температуры

нефти, мазуты, битумы перекачиваются предварительно подогретыми.

Огромные масштабы добычи и потребления нефтей определяют важное значение их термофизических свойств. Для неньютоновских нефтей до сих пор популярна формула Крэнга [см. уравнение (3), § 4.3.3]. Однако по новым данным [11] для тяжелых нефтей она дает заниженные значения теплопроводности. Кроме того, с ростом их плотности величина λ не убывает, а, скорее, возрастает. Отклоняется от формулы Крэнга и зависимость $\lambda(T)$. В частности, для смолистых нефтей (рис. 4) теплопроводность с увеличением температуры падает. У парафинистых нефтей зависимость $\lambda(T)$ возрастающая, что можно объяснить расплавлением частиц парафина. Крутизна указанных температурных зависимостей определяется составом твердых углеводородов.

4.3.2. Классификация смазочных материалов

В энергетических установках и теплообменных аппаратах смазочные материалы используются как рабочие среды, в частности высокотемпературные теплоносители, теплоизоляторы, топливные смеси и т. д. [12—17].

Органические, главным образом нефтяные, масла представляют собой смесь углеводородов и их производных. Масла животные и растительные применяются в основном как присадки к нефтяным маслам. Синтетические масла служат заменителями нефтяных масел при весьма низких и высоких температурах, повышенной пожарной опасности и т. д. Качества масел улучшаются легированием присадками: противозносными, фрикционными, вязкостными, депрессорными (для снижения температуры застывания), моющими (детергенты), антикоррозионными и т. д. При положительных температурах масла являются ньютоновскими жидкостями. Их загущение полимерами создает аномалию вязкости.

Пластичные смазки состоят из гомогенной среды (масло) и твердой фазы: соли жирных кислот (мыла), твердые углеводороды, силикагели и бентониты с присадками и твердыми добавками (графит, порошки металлов и др.). Весьма длинные частицы образуют податливую структуру, которая за пределом текучести обратимо разрушается, и смазка течет как реологически сложная нелинейно-вязкопластичная жидкость [3].

Масляные смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ), легированные присадками, применяются в процессах металлообработки, а также в теплообменниках и гидравлических системах. В водных СОЖ эмульгатор обволакивает частицы масла и предотвращает их коалесценцию. Эмульсии могут быть как слабоненьютоновскими, так и ньютоновскими.

4.3.3. Масла

А. Расчетные зависимости. До настоящего времени употребительна формула Предводителя — Варгафтика [18*, 19**]:

$$\lambda = a c_p \tilde{M}_m^{-1/3} \rho^{4/3}, \quad (1)$$

где a — коэффициент, равный $4,28 \cdot 10^{-8} \text{ кг}^{-1/3} \text{ м}^3/\text{с}$; $\tilde{M}_m$ — средняя молярная масса, $\text{кг}/\text{моль}$; ρ — плотность, $\text{кг}/\text{дм}^3$. Формула (1) дает среднюю погрешность по сравнению с опытами: при $\tilde{M}_m < 200$ до 10%; при $200 < \tilde{M}_m < 400$ до 25%; при $400 < \tilde{M}_m < 600$ до 50–70%.

На основе (1) для $233 < T < 273 \text{ К}$ выведена зависимость [27]

$$\lambda = \lambda_{273} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_c T}{T_c - T_{\text{solid}}} \right)^{1/3} \frac{T - 273}{T_c - T} \right]^{-4/3}, \quad (2)$$

где T_c — критическая температура; T_{solid} — температура застывания. Для девяти минеральных масел различного состава расчеты по (2) дают погрешность менее 2%.

Эмпирические формулы для теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, при $273 < T < 423 \text{ К}$ представлены в работах [20]

$$\lambda = 0,118 \rho_{288}^{-1} [1 - 0,00054 (T - 273)] \quad (3)$$

и [21]

$$\lambda = 0,137 \rho_{288}^{-1} [1 - 0,00054 (T - 273)]. \quad (4)$$

Здесь плотность — в $\text{кг}/\text{дм}^3$.

Для расчета удельной теплоемкости при $293 < T < 423 \text{ К}$ используются формулы, приведенные в [20] и [22], $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$:

$$\tilde{C}_p = 4200 A (\rho^+)^{-1/2} + 3,78 (T - 288); \quad (5)$$

$$\tilde{C}_p = [1450 + 3,72 (T - 273)] (2,1 - \rho^+), \quad (6)$$

где ρ^+ — безразмерная (отнесенная к плотности воды) плотность при $T = 283 \text{ К}$; A — коэффициент, равный 0,425 для масел парафинового основания, 0,415 для масел смешанного основания, 0,405 для масел нафтенового основания.

Погрешность расчетов по (3)–(6) по сравнению с опытами составляет в среднем до 15%.

В. Температурные зависимости. По данным многих авторов зависимости $\lambda(T)$, $K(T)$, $\rho(T)$ в области положительных (выше 0°С) температур убывающие, тогда как $C_p(T)$ возрастает. Теплофизические характеристики обычно аппроксимируются линейными зависимостями:

$$\alpha_i = \alpha_0 [1 \pm \alpha_i (T - T_0)]. \quad (7)$$

Индексы «0» и «i» относятся к начальной и текущей температурам интервала; α_i — постоянные. В табл. 1 представлены данные для наиболее распространенных масел.

Таблица 1. Свойства смазочных материалов [24, 25]

Материал	Марка	Температура, К	λ , Вт/(м·К)	$\alpha \lambda \times 10^3$, К ⁻¹	c_p , кДж/(кг·К)	$\alpha c_p \times 10^3$, К ⁻¹	ρ , кг/м ³	$\alpha \rho \times 10^3$, К ⁻¹
Синтетические охлаждающие масла	ХФ-22С-16	303–393	0,160	1,33	1,903	1,64	986,0	0,744
	ФМ-5, 6АП	303–393	0,146	1,51	1,605	0,79	967,1	0,881
	«Fuchs»	303–393	0,116	0,89	1,915	1,95	887,7	0,746
Пластичные смазки:	Солидол С	293–413	0,148	1,71	2,220	1,40	937,0	0,600
	Униол-1	293–413	0,154	1,38	2,361	1,15	932,0	0,600
	Сиол	293–413	0,143	1,39	2,052	1,55	949,0	0,600
	ГОИ-54П	293–333	0,143	1,85	2,302	1,43	888,0	0,500

Таблица 1. Свойства масел [23]

Материал	Марка	Температура, К	λ , Вт/(м·К)	$\alpha \lambda$, К ⁻¹	$K \times 10^{-7}$, м ² /с	αK , К ⁻¹
Минеральные масла	ИС-12	293–388	0,130	1,20	0,75	2,53
	ИС-20	393–380	0,133	1,26	0,71	1,95
	ИГП-38	293–373	0,154	2,99	0,77	2,05
	РАХ-50	293–385	0,136	1,24	0,74	1,33
	ЕР-50/С	293–385	0,136	0,45	0,76	1,77
Масла с добавками	ИС-20+ +4%РІВ-20	293–373	0,129	0,79	0,64	1,76
	ИС-20+ +2%РІВ-118	293–373	0,126	0,79	0,59	0,73

С. Полимерные присадки. Полимерные присадки существенно (на порядок и более) изменяют эффективную вязкость масел. Загущение полизобутиленами с $\tilde{M}_m = 11,8 \cdot 10^4$ (ПИБ118) и $2 \cdot 10^4$ (ПИБ20) свидетельствует о некотором (до 20%) уменьшении тепло- и температуропроводности с ростом относительной молекулярной массы полимера и его содержания в масле.

Д. Синтетические масла. В [24] изучались характеристики синтетических масел в диапазоне 303–393 К (см. табл. 1). Отметим, что при $213 < T < 303 \text{ К}$ линейность их температурных зависимостей может нарушаться. Использование формулы Крэга (3) дает существенно большие погрешности, чем для минеральных масел.

4.3.4. Пластичные смазки

А. Расчетные соотношения. Для пластичных смазок с загустителями в интервалах $293 < T < 413 \text{ К}$ предложены интерполяционные формулы [25]:

$$\lambda = \lambda_0 [1 + 0,97C^{1,53} - 0,057C^{1,18} (T - 273)]; \quad (1)$$

$$c_p = c_{p0} [1 + 1,035C^{1,08} - 0,057C^{1,56} (T - 273)]; \quad (2)$$

для смазок с мыльными и другими загустителями

$$\lambda = \lambda_0 [1 + 4,25C^{1,80} - 0,00157C^{0,57} (T - 273)]; \quad (3)$$

$$c_p = c_{p0} [1 + 80C^{3,13} - 0,012C^{1,98} (T - 273)], \quad (4)$$

где λ_0 , c_{p0} — параметры жидкой среды; C — концентрация загустителя.

Уравнения (1)–(4) обобщают известные экспериментальные данные с погрешностью менее 5%. Данные для пластичных смазок с загустителями различной природы представлены в табл. 1.

В. Анизотропии теплопроводности. Содержащиеся в смазках пластинчатые, ните- и игловидные, стержне- и лентообразные элементы ориентируются в сдвиговом потоке, при этом существенно изменяются не только реологические,

Таблица 2¹. Анизотропия теплопроводности смазок [26] *

Смазка	λ_0	$\lambda_{\perp}$	$\lambda_{\parallel}$	$\lambda_{\parallel}/\lambda_0$	$\lambda_{\perp}/\lambda_0$	$\lambda_{\parallel}/\lambda_{\perp}$
Синтетический солидол	0,122	0,115	0,153	1,25	0,96	1,33
Смазка Ф	0,171	0,153	0,210	1,23	0,89	1,37

¹ Одноосное ориентирование производилось при $T=293$ К продавливанием смазки через плоский канал со скоростью сдвига 300 с^{-1} . Здесь λ_0 , $\lambda_{\parallel}$ и $\lambda_{\perp}$ — соответственно коэффициенты теплопроводности изотропного состояния, параллельно и перпендикулярно оси ориентации.

но и тепловые свойства. В частности, возникает анизотропия теплопроводности и ее зависимость от скорости сдвига. Количественные оценки приведены в табл. 2.

4.3.5. Смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ)

А. Масляные СОЖ. В работах [23, 32] изучалось влияние на свойства масляных СОЖ присадок серы, хлора, фосфора. Температурные зависимости подчиняются уравнениям типа (7), § 4.3.3. Присадки в количествах до 20% приводят к изменению теплофизических характеристик не более чем на 12 %.

В. Водные СОЖ. Обычно в расчетах водные СОЖ рассматривают как бинарные растворы: вода + концентрат (эмульсол, синтетическое масло и др.). Известные следующие эмпирические выражения, приведенные в [28] *:

$$\lambda = \lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 - 0,72 (\lambda_1 - \lambda_2) x_1 x_2, \quad (1)$$

и в [29]:

$$\lambda = \lambda_1 \left[1 - z_2 \frac{1 - \lambda_1/\lambda_2}{1 - z_2^{1/3} (1 - \lambda_1/\lambda_2)} \right], \quad (2)$$

где x_1 и x_2 — массовые доли воды и концентрации; z_1 и z_2 — объемные доли; индексы 1 и 2 относятся к воде и концентрату (эмульсолу, маслу) соответственно. Для эмульсий «масло в воде» и растворов синтетических масел наименьшую погрешность (до 10 %) дает (1).

Таблица 1. Свойства водных СОЖ

Номер	СОЖ (масло, эмульсол)	Объемное содержание эмульсола (масла), %	λ , Вт/(м·К)	K , м ² /с
1	UCON H-660	100	0,257—0,261	$(0,91—0,95) \times 10^{-7}$
	UCON H-660 + H ₂ O	0—100	$\lambda = \lambda_{H_2O} \left(\frac{z + 3250}{48z + 3250} \right)$	$K = K_{H_2O} \left(\frac{z + 68,7}{2,1z + 68,7} \right)$
2	Ви-2	100	0,355—0,423	$(0,87—0,97) \times 10^{-7}$
	Ви-2 + H ₂ O	0—100	$\lambda = \lambda_{H_2O} \left(\frac{z + 181,8}{2,77z + 181,8} \right)$	$K = K_{H_2O} \left(\frac{z + 45}{1,94z + 45} \right)$
3	НоеS 1/449	15	0,194—0,184	$(0,87—0,77) \times 10^{-7}$
	НоеS 1/449 + H ₂ O	0—15	$\lambda = \lambda_{H_2O} \left(\frac{z + 13,1}{1,9z + 13,1} \right)$	$K = K_{H_2O} \left(\frac{z + 15,1}{1,9z + 15,1} \right)$

С. Концентрационно-температурные зависимости. Для описания характеристик СОЖ при данной температуре концентрации в объемных долях эмульсола (масла) по известным свойствам воды при той же температуре предложены эмпирические формулы [24] (табл. 1). Погрешность расчетов по сравнению с опытами не превышает 5,5 % для теплопроводности и 7,2 % для температуропроводности.

4.3.6. Полимеры

А. Общие сведения. Ниже используются сокращения: поливинилацетат (ПВА), полистирол (ПС), полиметилметакрилат (ПММК), полиэтилен (ПЭ), полиамиды (ПА), полихлорвинил (ПХВ), полипропилен (ПП), полиизобутилен (ПИБ), поликарбонат (ПК). Полимеры составляют класс высокомолекулярных соединений с линейным (цепным) строением молекул и могут иметь аморфное (ПС, ПММК и др.) либо более или менее упорядоченное (кристаллическое) строение (ПА, ПЭ и др.).

Полимерам присущи три состояния: упруготвердое (стеклообразное) (ПММК, ПС, ПХВ); мягкое (высокоэластичное) с большой обратимой деформацией (каучуки и резины); пластично-вязкое (вязкотекучее), для которого характерна необратимая деформация при нагружении (неотвержденные смолы).

Один и тот же полимер при разных температурах, а также в зависимости от скорости деформирования может находиться в каждом из трех состояний, не изменяя своего химического строения. Условными границами диапазонов служат температуры стеклования T_g и плавления T_m . Широко распространенные термопласты тверды при обычных температурах и текучи при высоких, что определяет их хорошую технологичность при переработке в изделия путем литья, штамповки, экструзии. В промежуточном диапазоне ($T_g < T < T_m$) реализуется высокоэластическое состояние.

Отмеченная специфика существенно влияет на термофизические свойства. Для аморфных полимеров предложены уравнения состояния типа [32]

$$\left[-\bar{R}T \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \right]^{1/2} = (\pi + p) (\bar{M})^{1/2}. \quad (1)$$

Здесь $v = \rho^{-1}$ — удельный объем; $\bar{R}$ — универсальная газовая постоянная; p — давление; π — внутреннее (ван-дер-ваальсово) давление; $\bar{M}$ — молярная масса структурной единицы полимерной цепи. Значения постоянных для некоторых полимеров представлены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры уравнений состояния [30]

Материал	$\bar{M}$, кг/моль	π , Па	b , дм ³ /кг
Полистирол	104	180	0,822
Полиметилметакрилат	100	210	0,734
Этилцеллюлоза	60,5	230	0,720
Ацетобутират целлюлозы	54,4	280	0,688
РЕ	28,1	320	0,875

При атмосферном давлении ($\pi \gg p$) уравнение состояния преобразуется в простую зависимость

$$\bar{M}\pi = \bar{R} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p^{-1}. \quad (2)$$

При медленном (равновесном) расширении $\bar{M}\pi = 22$ ГПа, а при весьма быстрых (неравновесных) изменениях объема $\bar{M}\pi = 32$ ГПа [32]. В силу постоянства $\bar{M}$ это означает резкое повышение внутреннего давления при переходе от равновесных условий к неравновесным.

Для коэффициента изотермической сжимаемости $\beta = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T$ и температурного коэффициента

объемного расширения $\kappa = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$ предложены зависимости

$$\beta^{-1} = (\pi + p)^2 [\bar{M}b/(\bar{R}T) + 1/(\pi + p)]; \quad (3)$$

$$\kappa^{-1} = (\pi + p) [T/(\pi + p) + \bar{M}b/\bar{R}]. \quad (4)$$

В. Теплоемкость. Теплоемкость характеризует подвижность повторяющихся элементов макромолекулы и ее изменений при фазовых (кристаллизация, плавление) или физических (стеклование) переходах. Застеклованные аморфные полимеры имеют, как правило, линейную зависимость $\bar{C}_p$ от T . Вблизи T_g наблюдается положительный скачок $\Delta \bar{C}_p = (11,3 \div 12,2)$ Дж/(моль $\cdot$ К). Весьма полезны эмпирические соотношения [32]: $\bar{C}_p T_g = 115$ кДж/кг и $\Delta \kappa T_g = 0,113$. При плавлении кристаллических полимеров $\bar{C}_p$ сильно возрастает, а затем резко снижается до значения, превышающего теплоемкость твердого полимера. Для расплавов справедлива линейная зависимость

$$\bar{C}_p = \bar{C}_{p, 300\text{K}} + 2,1 (1 + \bar{M}_b/\bar{M}) T, \quad (5)$$

где $\bar{M}$ и $\bar{M}_b$ — вся масса и масса боковых групп повторяющегося звена макромолекулы.

Таким образом, у расплавов полимеров с развитыми боковыми группами (ПП, ПС и др.) теплоемкость при нагреве нарастает гораздо быстрее, чем у линейных (ПЭ, ПА и др.). Соотношение между теплоемкостями при постоянных объеме и давлении имеет вид

$$\bar{C}_p - \bar{C}_v = (T/\rho) (\kappa^2/\beta). \quad (6)$$

С. Теплопроводность. Для аморфных полимеров характерен размытый максимум вблизи T_g (рис. 1). Для кристаллических полимеров теплопроводность существенно выше в стеклообразном состоянии, чем в высокоэластическом. Однако с нагревом значение λ уменьшается в соответствии с зависимостью [33]

$$\lambda = A + B/T \quad (A \text{ и } B — \text{ постоянные}). \quad (7)$$

При достижении T_g значение λ сначала резко падает, а затем остается постоянным или слегка изменяется с нагревом (рис. 2).

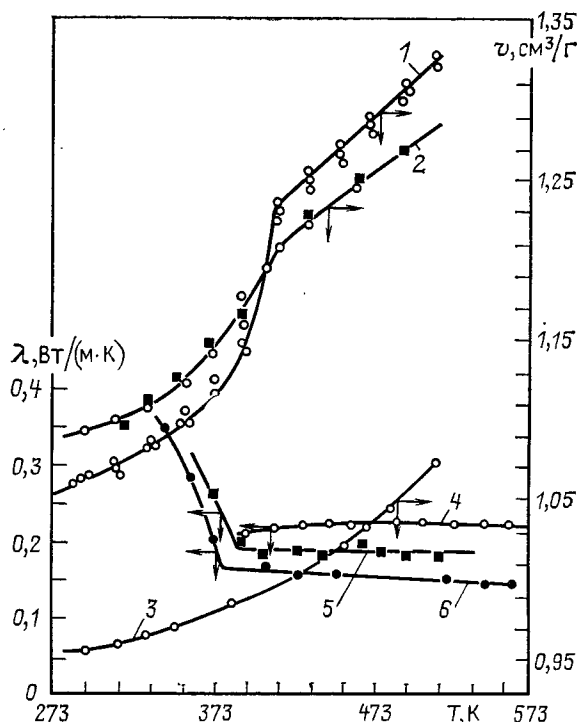


Рис. 1. Зависимость теплопроводности λ (1—3) и удельного объема v (4—6) некоторых полимеров от температуры:

1, 5 — ПЭ, высокое давление; 2, 6 — то же, низкое давление; 3, 4 — ПС.

Д. Удельный объем [33]. Для аморфных полимеров график $v(T)$ имеет вид сопрягающихся кривых. Для кристаллических полимеров характерны линейная зависимость $v(T)$ в стеклообразном состоянии и сильная нелинейность в области плавления, за которой восстанавливается пропорциональность зависимости, за которой восстанавливается пропорциональность зависимости. Приращения удельного объема тем меньше, чем ниже степень кристалличности или выше масса боковых групп M_b .

Е. Полиорганосилоксановые жидкости [34]. Обладая весьма низкой температурой плавления (до 150 К) и высокой температурой кипения (до 900 К), полиорганосилоксановые жидкости широко используются в качестве высоко- и низкотемпературных теплоносителей, хладагентов, кон-

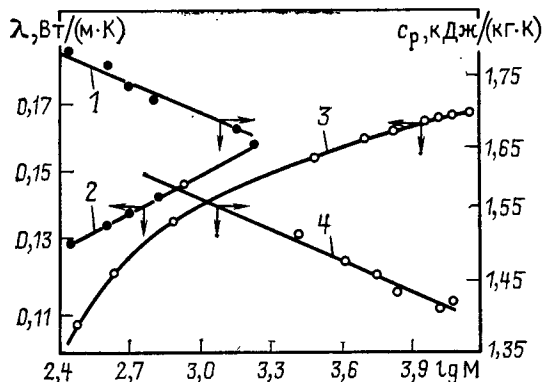


Рис. 2. Влияние относительной молекулярной массы на теплопроводность (1, 4) и теплоемкость (2, 3) полиорганосилоксанов:

1, 2 — полиэтилсилоксан; 3, 4 — полиметилсилоксан

Таблица 1. Анизотропия свойств ориентированных полимеров [34] *

Материал	Степень вытяжки ϵ , %	Коэффициент термического расширения, 10^{-5}K^{-1}				Теплопроводность, Вт/(м·К)			
		$\alpha_{\parallel}$	$\alpha_{\perp}$	α_0	$\alpha_0 \text{ calc}$	$\lambda_{\parallel}$	$\lambda_{\perp}$	λ_0	$\lambda_0 \text{ calc}$
ПС	400	7,35	7,98	7,77	7,74	0,173	0,154	0,160	0,163
ПММК	157	5,59	8,58	7,59	7,59	0,238	0,182	0,200	0,197
	275	4,07	9,30	7,56	7,59	0,290	0,168	0,195	0,197
ПХВ	85	4,45	7,68	6,61	6,63	0,218	0,149	0,168	0,168
	165	2,44	8,63	6,57	6,63	0,279	0,139	0,167	0,168
ПК	67	2,31	8,25	6,27	6,25	—	0,184	—	0,234

* Новиченок Л. Н., Шульман З. П. Теплофизические свойства полимеров. — Минск: Наука и техника, 1971, с. 25—65.

системных смазок. Их теплопроводность линейно снижается с нагревом и увеличивается с ростом молярной массы. Для теплоемкости справедлива обратная тенденция (рис. 2).

4.3.7. Ориентированные полимеры

А. Общие положения. Полимерные материалы широко используются для электро-, тепло- и холодоизоляции или в качестве элементов, подвергающихся тепловым воздействиям. Правильная оценка прочностных, эксплуатационных и тепловых характеристик должна учитывать их сильную зависимость от реологического фактора и, в частности, от механической предыстории — ориентирования в процессе производства.

В ориентированных полимерах теплопроводность является тензорной величиной, зависящей от направления деформации по отношению к вектору теплового потока.

Из рис. 1 видно заметное увеличение $\lambda_{\parallel}$ вдоль оси вытяжки и уменьшение $\lambda_{\perp}$ в поперечном направлении. В частично кристаллических полимерах ориентация создает высокую анизотропию теплопроводности, ослабляющуюся с понижением температуры. Например, при относительной вытяжке $\epsilon=13$ для полиэтилена высокой плотности $\lambda_{\parallel}/\lambda_{\perp}=10$, тогда как при $T<10 \text{ K}$ это отношение составляет 1,5.

В. Расчетные зависимости. Связь между коэффициентами теплопроводности изотропного (недеформированного) и ориентированного состояний для аморфного материала хорошо согласуется с формулой

$$3\lambda_0^{-1} = \lambda_{\parallel}^{-1} + 2\lambda_{\perp}^{-1}. \quad (1)$$

Установлена также обратная пропорциональность компонентов тензора коэффициентов теплопроводности и тензора температурных коэффициентов линейного расширения.

В табл. 1 представлены опытные и расчетные данные для наиболее типичных аморфных полимеров. Поликристаллические ориентированные полимеры в области $T>30 \text{ K}$ и $\epsilon<5$ хорошо описываются модифицированной моделью Максвелла типа (4), § 4.3.1. При вытяжке пленок и волокон за счет ориентации молекул полимера заметно повышается качество изделия, в частности улучшаются прочностные характеристики. Свойства полученных изделий зависят от технологических условий — скорости растяжения, температуры, степени вытяжки. На рис. 1 приведена зависимость теплопроводности восьми сортов волокон вулканизированных каучуков от ϵ .

4.3.8. Влияние внешних электрических и магнитных полей

Суспензии, чувствительные к воздействию внешних электрических и магнитных полей [35] *, получают все большее распространение в системах уплотнения электрических машин, ядерных установок, вакуумных устройств, в теплообменниках и др. Такие суспензии реагируют на внешнее поле мощным структурообразованием, заметно изменяющим их реологические и тепловые свойства.

А. Электрореологические дисперсные системы. К ним относятся суспензии диэлектрических частиц, главным образом кремнезема, в неполярных слабоэлектропроводных средах. В электрическом поле они резко (на порядки) и обратимо изменяют предел текучести и эффективную вязкость. Наиболее изучены четырехкомпонентные системы, содержащие адсорбированный на поверхности частиц полярный активатор, интенсифицирующий структурообразование, и поверхностно-активное вещество, регулирующее консистенцию суспензии.

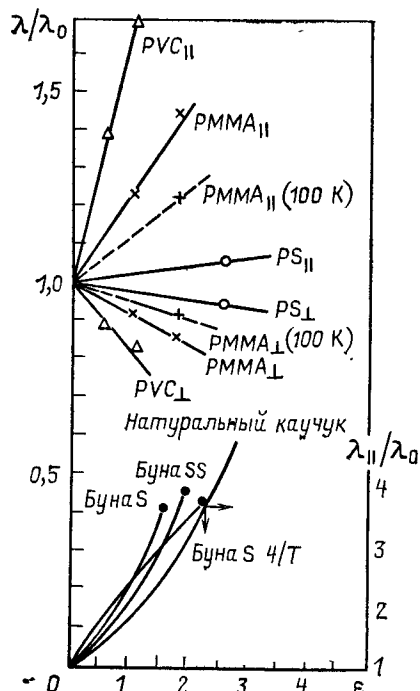


Рис. 1. Зависимость анизотропии теплопроводности некоторых полимеров от относительной вытяжки

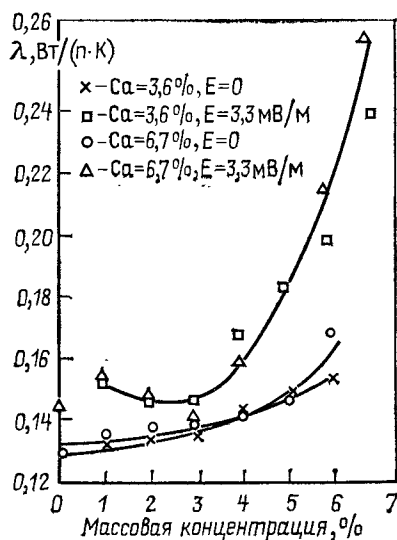


Рис. 1. Влияние концентрации частиц и содержания активатора на теплопроводность электрореологической суспензии (суспензия — аэросил в цетане, активатор — диэтиламин)

Повышение напряженности электрического поля заметно увеличивает теплопроводность суспензий. С ростом содержания активатора в них возникает множество прочных мостиков и перенос теплоты идет преимущественно вдоль плотно смыкающихся адсорбционных оболочек частиц. За счет пониженного термического сопротивления контактов между частицами теплопроводность вдоль мостиков интенсифицируется [36]*. Влияние трех основных факторов (концентрации частиц, содержания активатора и напряженности поля) на теплопроводность для типичной суспензии аэросила в цетане представлено на рис. 1. Обнаруживается сильное изменение величины λ (вдвое) в электрическом поле. Загиб на начальном участке кривой ($C \leq 3\%$) обусловлен влиянием электроконвекции. Уникальные особенности электрореологических суспензий предложено использовать в рекуперативных теплообменниках [37].

В. Магнитореологические суспензии. Магнитореологические суспензии (МРС) образуются диспергированием ферри- и ферромагнетиков (магнетит, карбонильное железо, никель, гамма-окись железа) в высоковязких жидкостях. Поверхностно-активные вещества добавляются как регуляторы консистенции. Прочность структур обусловлена намагничиванием и взаимодействием частиц во внешнем магнитном поле [38]. Теплофизические свойства сильно зависят от состава суспензии, значения и ориентации напряженности поля. Особенно большое значение имеет ориентация магнитного поля по отношению к тепловому потоку.

В неподвижных МРС анизотропия теплопроводности выражена заметно, увеличиваясь в сонаправленных тепловых и магнитных полях и ослабляясь в поперечных (рис. 2, а). Эффект усиливается с возрастанием напряженности магнитного поля. Такое поведение можно связать с влия-

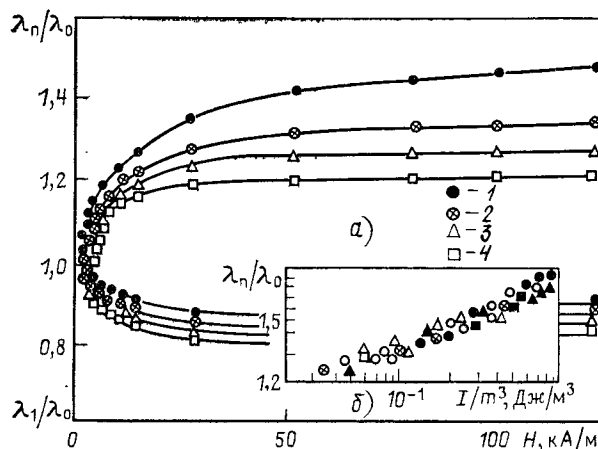


Рис. 2. Анизотропия теплопроводности магнитореологической суспензии в магнитном поле:

1 — электролитический никель; 2 — карбонильное железо; 3 — карбонильный никель; 4 — окись гамма-железа

нием диполь-дипольного взаимодействия на плотность межчастичных контактов (рис. 2, б). Для сонаправленных теплового и магнитного полей данные измерений приемлемо коррелируются удельной энергией взаимодействия частиц $edd = I^2/c$, где I — намагниченность МРС; c — концентрация ферромагнетика [39].

Совместное действие магнитного и сдвигового полей заметно повышает теплопроводность МРС. По мнению авторов работы [39], течение порождает каскадное «измельчение» агрегатов. Возрастание числа параллельных связей между частицами существенно увеличивает площадь суммарных динамических мгновенных контактов, термическое сопротивление которых ниже, чем у неподвижного слоя. За этот счет интенсифицируется преимущественный перенос теплоты в направлении поля.

С. Феррожидкости. Феррожидкости [40]* весьма перспективны для использования в качестве высокоэффективных теплоносителей. Специфическая температурная зависимость намагниченности благоприятствует хорошему их перемешиванию даже в отсутствие сил тяжести, поскольку на неодинаково нагретые объемы жидкости со стороны внешнего магнитного поля действуют различные силы. За счет неоднородных магнитных полей удается частично или полностью компенсировать силу тяжести в земных условиях, искусственно создавая в неизотермической среде ту или иную степень невесомости.

Для ряда разбавленных коллоидов с использованием магнетита Fe_3O_4 подтверждена зависимость

$$\lambda/\lambda_0 = [2\lambda_0 + \lambda_M - 2c(\lambda_0 - \lambda_M)]/[2\lambda_0 + \lambda_M + c(\lambda_0 - \lambda_M)], \quad (1)$$

где λ_0 , λ_M — теплопроводности жидкой и твердой фаз [$\lambda_M = 6$ Вт/(м·К)]; c — объемная концентрация частиц.

Вплоть до $c < 15\%$ величина λ не зависит от напряженности магнитного поля в пределах точности опытов.

Раздел 4.4

СВОЙСТВА ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Шанк

Введение

В отличие от разделов, посвященных свойствам жидкостей и газов, в этом разделе рассматриваются главным образом материалы, из которых состоят сами теплообменники, и лишь некоторые из тех материалов, которые могут быть использованы в качестве теплоносителей, например, в теплообменниках с твердым рабочим телом. Это в значительной степени сужает круг материалов, которые необходимо рассмотреть далее.

Для наиболее распространенных материалов, таких, как металлы и сплавы, графит и карбид кремния, огнеупоры и стекла, а также органические полимеры, основные их характеристики затабулированы в каталогах производящих эти материалы фирм и в литературе. В тех же случаях, когда информации оказывается недостаточно (например, свойства данного материала неизвестны или не охвачен нужный температурный диапазон), возникает задача расчета физических свойств материала.

Твердое тело характеризуется значительно более упорядоченной структурой по сравнению с газами и жидкостями. По этой причине даже расчеты простых свойств, таких, как плотность или теплопроводность, требуют знания других характеристик, которые могут быть известны с еще меньшей вероятностью (например, постоянные решетки кристаллов), чем сами эти свойства.

Методы расчета физических свойств на такой основе весьма интересны с научной точки зрения, но, очевидно, мало что дают инженеру, занятому расчетом теплообменного оборудования. Поэтому цель настоящего раздела — рассказать об общих закономерностях поведения материалов, а не научить рассчитывать точные значения интересующих величин. Расчеты, в которых могут быть использованы табличные или оценочные значения характеристик, поясняются в разд. 4.2 Справочника.

4.4.1. Плотность твердых тел

О материалах с неизвестной плотностью мало что можно сообщить, кроме простейших фактов. Они и должны быть положены в основу оценок плотности.

А. Металлические сплавы. Плотности чистых металлов связаны с их положениями в Периодической таблице системы элементов Д. И. Менделеева, но не следуют строго их атомным массам. Плотность сплава можно рассчитать в соответствии с массовыми долями чистых компонентов:

$$\rho_A = (x_1/\rho_1 + x_2/\rho_2 + x_3/\rho_3)^{-1}, \quad (1)$$

где ρ_i — плотность чистого компонента.

Следует отметить, однако, что один и тот же сплав часто имеет различные кристаллические структуры, например гранцентрированную или объемно центрированную решетки. Для одного и того же или слабо отличающегося состава это проявляется не только в небольшом отличии плотностей разных структур, но в значительном отличии температурных коэффициентов объемного расширения.

Температурный коэффициент линейного расширения (относительное удлинение, вызванное единичным приращением температуры, α , 1/К) лежит в диапазоне от $0,02 \times 10^{-4}$ (сплав 64% Fe + 36% Ni) до $0,26 \cdot 10^{-4}$ 1/К (Mg), причем большая часть значений примерно равна $0,1 \cdot 10^{-4}$ 1/К. Коэффициент обычно возрастает по мере приближения к точке плавления. В сплавах следует ожидать негладкой

кривой зависимости температурного коэффициента линейного расширения от температуры.

В. Графит и уголь. Плотности графита и угля лежат в диапазоне от 1500 до 2000 кг/м³, причем они зависят от структуры и от пористости, которые приобретают эти материалы в процессе производства. И графит, и уголь могут быть сделаны непроницаемыми, если заполнить поры смолами. Такая пропитка увеличивает плотность примерно до 2000 кг/м³. Эти материалы широко применяются в теплообменниках, предназначенных для работы в температурном диапазоне до 150 °С включительно.

С некоторыми ограничениями процессы карбонизации и графитизации можно повторить после пропитки, чтобы получить действительно непроницаемый или даже стеклоподобный материал с плотностью, близкой к плотности обычного пропитанного материала. Температурный коэффициент линейного расширения определяется приближенно выражением, К⁻¹,

$$\alpha = 10^{-4}a + 0,4 \cdot 10^{-8}T, \quad (2)$$

где T — в °С; a — коэффициент, равный 0,01 для угля, 0,02 для непроницаемого угля и 0,04 для чистого и непроницаемого графита.

С. Огнеупорные материалы. Большинство окислов Al, Si, Mg, Fe, Ti, Cr, Zr, а также SiC и ZrC являются огнеупорными материалами. Плотности непористых материалов лежат в диапазоне примерно от 2600 кг/м³ SiO₂ и 3700 кг/м³ Al₂O₃ до значений свыше 4200 кг/м³ (40 % Cr₂O₃) и 4700 кг/м³ (90 % ZrO₂). Пористость обычно составляет около 25% и в изолирующих материалах достигает 80 %.

Среднее значение температурного коэффициента линейного расширения обычно составляет $0,05 \cdot 10^{-4}$ — $0,08 \times 10^{-4}$ 1/К, но иногда достигает значений, примерно на 20 % больших, в интервале умеренных температур между 300 и 700 °С. Огнеупорные материалы, содержащие MgO, имеют более высокие значения ($0,15 \cdot 10^{-4}$ — $0,20 \cdot 10^{-4}$ 1/К), а содержащие SiC — более низкие ($0,04 \cdot 10^{-4}$ 1/К). Значения коэффициента для других материалов приведены на рис. 1.

Следует отметить, что скачки зависимости температурного коэффициента линейного расширения некоторых материалов от температуры имеют место вследствие обратимых

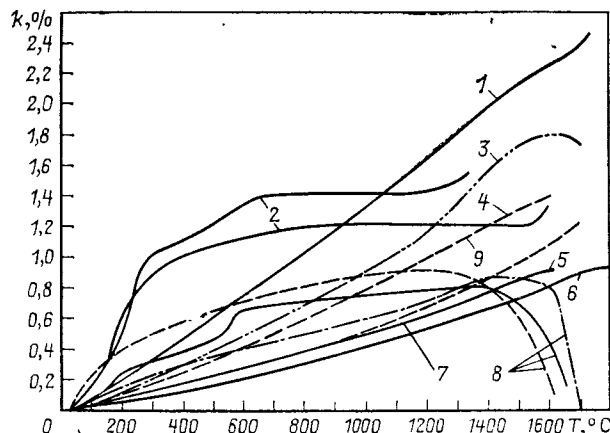


Рис. 1. Зависимость коэффициента линейного расширения различных огнеупорных материалов от температуры

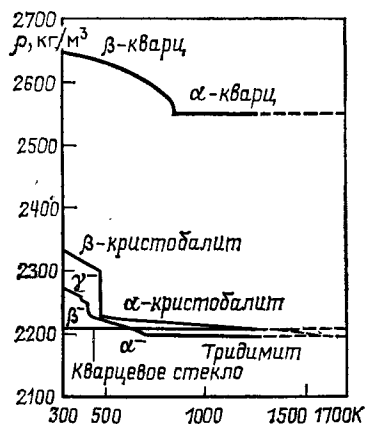


Рис. 2. Изменение плотности различных модификаций SiO₂ при нагреве, охлаждении и в процессах превращения по данным [1]

или непрерывных изменений решетчатой структуры кристаллов, которые происходят при низко- и высокотемпературных фазовых превращениях. SiO₂ имеет много модификаций в диапазоне плотностей между 2200 и 2650 кг/м³ (рис. 2). Глина при высоких температурах уменьшает свой объем из-за спекания и глазирования материала. Это уменьшение может быть иногда до некоторой степени компенсировано расширением SiO₂ с ростом температуры.

Д. Органические вещества. Органические вещества, применяемые при создании теплообменников, имеют плотность около 1100 кг/м³. Температурный коэффициент линейного расширения обычно равен $1 \cdot 10^{-4}$ 1/K.

4.4.2. Теплоемкость твердых тел

Каждое твердое тело — металл, неметалл, кристалл и даже аморфное тело — может рассматриваться как более или менее регулярная трехмерная решетка, образованная атомами. Каждый атом удерживается в своем положении и зависит от характеристик окружающих его атомов. Наиболее существенный вклад во внутреннюю энергию твердого тела вносится энергией тепловых колебаний атомов в решетке. Эти колебания являются трехмерными и могут быть разложены на три независимых колебания вдоль трех осей координат.

Подобно кинетической теории газов кинетическая теория твердого тела приписывает каждой степени свободы энергию, Дж:

$$\tilde{R}T/\tilde{L} = kT,$$

где $\tilde{R}/\tilde{L} = k$ — постоянная Больцмана, равная $1,380 \times 10^{-23}$ Дж/К. (В газах энергия, приходящаяся на одну степень свободы, равна $kT/2$ из-за отсутствия упругих сил.)

Как следствие, твердое тело с массой M , содержащее $M\tilde{L}/M_{at}$ атомов, должно иметь внутреннюю энергию

$$uM = 3 \frac{\tilde{M}L}{M_{at}} kT = 3 \frac{M\tilde{R}T}{M_{at}}. \quad (1)$$

Для того чтобы выразить C_p через C_v , необходимо учесть работу по тепловому расширению твердого тела, Дж/(кг × K):

$$C_p = C_v + \frac{\beta^2 v T}{k}. \quad (2)$$

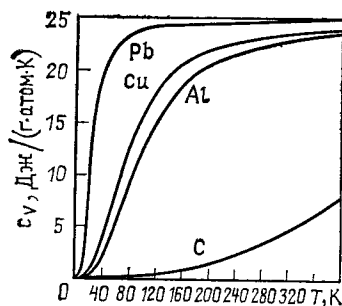


Рис. 1. Зависимость атомных теплоемкостей при постоянном объеме от температуры [2]

Это выражение походит на аналогичное выражение для идеального газа:

$$C_p = C_v + P \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p, \quad (3)$$

где $\partial v / \partial T = \beta v$ [β — температурный коэффициент объемного расширения, K^{-1} ; $\beta = (1/v)(\partial v / \partial T)_p$]; $P = (\beta/k) T [k = (1/v)(\partial v / \partial p)_T$ — коэффициент изотермической сжимаемости, m^2/H , где v — удельный объем, m^3/kg].

Поскольку маловероятно, что значения β и k известны для твердого тела с неизвестной теплоемкостью, приведенная формула призвана служить лишь лучшему пониманию проблемы. Теплоемкость при постоянном давлении зависит в наибольшей степени от сжимаемости и для большинства твердых тел примерно на 0—15 % выше теплоемкости при постоянном объеме. Это находится в хорошем соответствии с законом Дюлонга и Пти, установленным в 1819 г. Дюлонг и Пти обнаружили, что теплоемкости многих твердых тел в расчете на один атом $\tilde{C}_{vat}$ близки и составляют примерно 26,7 Дж/К.

Закон Дюлонга и Пти применим только при температурах выше комнатных, но оказывается иногда неверным даже и в этой области. При понижении температуры удельная теплоемкость твердых тел резко возрастает. На рис. 1 показаны теплоемкости, приходящиеся на один атом, для некоторых веществ в диапазоне от 0 до 400 K.

Теория была усовершенствована Эйнштейном, который, используя постоянную Планка $h = 6,625 \cdot 10^{-34}$ Дж·с и характерную частоту, ν , 1/с, заменил kT в (1) выражением $h\nu / (e^{h\nu/kT} - 1)$, которое переходит в kT при высоких температурах, но стремится к нулю по мере того, как температура приближается к нулю.

При низких температурах метод Эйнштейна дает заниженные значения теплоемкости, но его результаты свидетельствовали о том, что квантовая теория применима к решеточным волнам. Как следствие этого, существует квант энергии такой волны, называемый теперь фононом по аналогии с квантом энергии электромагнитной волны.

Теория Эйнштейна была улучшена Дебаем, предложившим более сложный подход. Он также использовал квантованные величины колебательной энергии — фононы, но в качестве числа степеней свободы он выбрал число цугов стоячих волн на единичный объем и частоту. Теоретический вывод лежит за рамками этого справочника (см. [3]), однако следует отметить, что результаты расчета по теории Дебая зависимости $\tilde{C}_{vat}$ от безразмерной температуры T/Θ (где Θ — температура Дебая) находятся в очень хорошем соответствии с экспериментальными значениями для различных веществ (рис. 2).

Существуют методы расчета температуры Дебая Θ по другим свойствам вещества, но надежные данные для этой величины известны далеко не всегда. Для оценочных расчетов рекомендуется следующая формула:

$$\Theta = 3T_{0,2}.$$

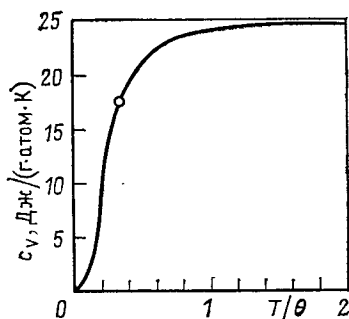


Рис. 2. Зависимость атомной теплоемкости при постоянном объеме согласно теории Дебая от T/Θ

где $T_{0,7}$ — температура, при которой $\tilde{C}_{vat}$ достигает 70 % своего высокотемпературного предельного значения: $\tilde{C}_{vat} = 17,5$ Дж/К.

Для низких температур, примерно до $T=0,1 \Theta$ (а иногда только до $T=0,02 \Theta$), C_v растет как T^3 («закон T^3 »). Температуры Дебая для некоторых материалов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Температуры Дебая некоторых материалов [4]

Материал	Θ	Материал	Θ	Материал	Θ
Pb	88	Ca	226	KBr	177
Hg	97	Zn	235	KCl	230
Cd	168	Cu	315	NaCl	281
Na	172	Al	398	C	1860
Ag	215	Fe	453		

Это правило, по-видимому, выполняется также для сплавов и химических соединений. Отклонения обычно достигают $\pm 10\%$ для C_v и $\pm 15\%$ для C_p , но имеются материалы, для которых эти отклонения значительно больше, например литий.

Теория Дебая учитывает лишь наиболее важный вклад в теплоемкость твердых тел — вклад колебаний решетки. Однако существует множество других явлений, которые могут приводить к поглощению твердым телом дополнительной теплоты, например полиморфные превращения кристалла или другие изменения атомной структуры (переходы типа порядок — беспорядок).

4.4.3. Теплопроводность твердых тел

Теплопроводность определяется как отношение теплового потока, Вт/м², в данном направлении к температурному градиенту в том же направлении:

$$\lambda = \frac{\dot{q}}{\partial T / \partial l} \quad (1)$$

Такое определение справедливо и для жидкости, если при этом не происходит конвективного теплопереноса. Кинетическая теория дает простое объяснение теплопроводности в газах, связывая ее с удельной теплоемкостью газа c_p , средней скоростью частицы v и средней длиной свободного пробега l :

$$\lambda = \frac{1}{3} C_p v l \quad (2)$$

В твердых телах, как в жидкостях и газах, теплота передается главным образом в виде энергии движения атомов,

но в твердых телах атомы локализованы около узлов решетки, где они удерживаются упругими силами. По этой причине объяснить теплопроводность твердого тела означает объяснить те виды взаимодействия, с помощью которых колебания решетки передаются от одной части тела к другой, когда равновесие нарушено температурным градиентом.

При умеренных температурах, т.е. примерно до 1000 К, существуют два главных механизма переноса теплоты в твердом теле:

упругие силы в решетке, которые приводят к тому, что колебания атомов имеют вид цугов стоячих волн. Квант энергии такой стоячей волны называется фононом. Поскольку в других отношениях невозмущенная волна распространяется в регулярной решетке без изменения импульса, фононы можно рассматривать как частицы;

свободные электроны в виде «электронного газа» циркулируют между атомами, отбирая энергию от одних и передавая ее другим колеблющимся атомам. Свободные электроны имеются в проводниках (металлах, графите, карбиде кремния) и в некотором количестве в полупроводниках.

В температурном диапазоне свыше 1000 К в твердом теле появляется достаточное количество фотонов, которые также участвуют в переносе теплоты, особенно в материалах, прозрачных для инфракрасного излучения. Фотоны также должны рассматриваться как частицы, и доли теплопроводности для всех трех видов носителей должны иметь вид

$$\lambda_i = \frac{1}{3} C_i v_i l_i \quad (3)$$

Поскольку не существует элементарных способов расчета средней длины свободного пробега для различных типов носителей, вышеприведенное соотношение может рассматриваться только как общая формула.

При дальнейшем рассмотрении все твердые тела будут разбиты на проводники, диэлектрики и полупроводники.

А. Теплопроводность диэлектриков. В диэлектриках (например, огнеупорных материалах, таких, как SiO_2 , Al_2O_3 и т. д.) вплоть до температуры примерно 1000 К фононы являются единственными носителями теплоты. При низких температурах (ниже примерно 30 К) они практически не взаимодействуют друг с другом. Это означает, что их средняя длина свободного пробега ограничена только нерегулярностями кристаллической структуры. В монокристаллах высокой чистоты средняя длина свободного пробега при этой температуре может достигать нескольких миллиметров, но даже наличие в решетке разных изотопов может приводить к рассеянию фононов и ограничивать длину свободного пробега.

Пока средняя длина свободного пробега фононов зависит только от конфигурации кристалла, она может рассматриваться как постоянная. Скорость звука v от температуры существенно не зависит, и, таким образом, теплопроводность $\lambda = (1/3) C v l$ будет меняться только при изменении удельной теплоемкости, которая в этом диапазоне не следует закону T^3 , вытекающему из теории Дебая. Более упорядоченные кристаллы будут иметь более высокие значения λ , чем менее упорядоченные, а в стеклах теплопроводность λ намного ниже, чем в любом кристалле.

С ростом температуры средняя длина свободного пробега будет все больше и больше ограничиваться столкновением с другими фононами. Это фонон-фононное взаимодействие согласно [5] может быть разбито на «нормальные» процессы (которые не увеличивают термическое сопротивление) и U -процессы, или процессы переброса, в которых импульс не сохраняется. Вероятность того, что данный процесс будет процессом переброса, растет пропорционально T , вследствие чего средняя длина свободного пробега изменяется пропорционально $1/T$.

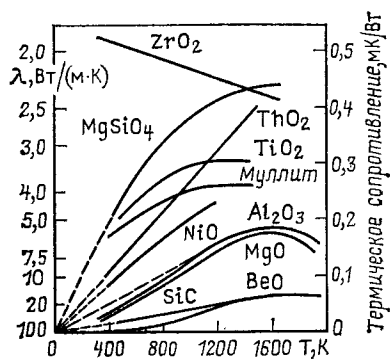


Рис. 1. Зависимость λ некоторых (непористых) оксидов от температуры [6]

По мере того как с ростом температуры фонон-фононные взаимодействия усложняются, влияние степени упорядоченности кристаллической структуры на теплопроводность уменьшается. При температурах, превышающих примерно 1000 К, теплопроводности очень упорядоченного кристалла и стекла имеют один порядок величины. В то же время сильно неупорядоченная структура стекла приводит к очень малым значениям средней длины свободного пробега даже при низких температурах, так что в широком температурном диапазоне теплопроводность будет меняться как удельная теплоемкость, т. е. возрастать примерно так, как предсказывает теория Дебая (см. § 4.4.2).

При температуре около 1000 К теплопроводность керамических материалов с непористой структурой составляет примерно 2 Вт/(м·К) и несколько ниже у стекол. Очевидно, что наличие легких элементов в материале в большей степени благоприятствует увеличению теплопроводности, чем более тяжелых.

При температурах выше 1700 К становятся важным перенос теплоты благодаря внутреннему излучению, особенно в тех огнеупорных материалах, которые содержат большие количества стекловидных материалов. Теплопроводности некоторых огнеупорных материалов с непористой структурой показаны на рис. 1.

Зачастую теплопроводность огнеупорных материалов снижается вследствие пористости — эффект, который в сильной степени определяется распределением и формой пор в твердом теле и теплопроводностью газа в порах. В качестве грубого правила можно принять, что рост пористости на 1% ведет к росту термического сопротивления (λ^{-1}) примерно на 5%. Это правило выполняется вплоть до значений пористости около 60% и до температур до 1200 К. При более высоких температурах становится важным радиационный теплоперенос в порах, вносящий значительный вклад в теплопроводность, которая меняется при этом пропорционально T^3 . По этой причине при температуре выше 1700 К увеличение пористости приводит к росту теплопроводности.

Водород и гелий имеют гораздо более высокую теплопроводность по сравнению с теплопроводностью других газов. Их присутствие в порах поэтому существенно увеличивает теплопроводность пористых огнеупорных материалов. Эффект конвекции газа возрастает с ростом размера отдельной поры и давления газа. Следует отметить, что любые процессы конденсации и испарения в порах вносят существенный вклад в теплоперенос.

В. Теплопроводность проводников. В решетках металлов валентные электроны способны более или менее свободно циркулировать между атомами, перенося таким образом электрический заряд, т. е. создавая электрическую проводимость. При очень низких температурах средняя длина свободного пробега электронов ограничена главным образом примесями и дефектами решетки. С ростом температу-

ры все более важное значение приобретает взаимодействие электронов с фононами. В кристаллах высокой чистоты этот эффект начинает проявляться при очень низких температурах. У металлических сплавов благодаря меньшей степени упорядоченности решетке при низких температурах значительно более низкая электрическая проводимость, чем у чистых металлов. Поэтому уменьшение проводимости из-за электрон-фононных взаимодействий является только в высокотемпературном диапазоне. Отношение значений проводимости при комнатной температуре к значениям при гелиевых температурах (4 К) может в некоторых сплавах изменяться от 10 000 до 2 раз.

Свободные электроны передают энергию от одних колеблющихся атомов другим, увеличивая колебательную энергию последних. В среднем это проявляется в передаче теплоты в направлении отрицательного градиента температуры. Благодаря относительно высокой скорости электронов и относительно большой средней длине свободного пробега их вклад в теплопроводность обычно много выше (от 5 до 50 раз), чем фоонов, несмотря на крайне незначительный вклад в удельную теплоемкость.

Обмен энергией между фоонами и электронами подчинен квантовым закономерностям, из которых следует, что число электронов, участвующих в энергообмене с фоонами, растет пропорционально T . Даже при комнатной температуре всего лишь около 1% свободных электронов металла вовлечено в процесс переноса теплоты. Поэтому при очень низких температурах (ниже 15 или 30 К), когда длина свободного пробега электрона ограничена только дефектами решетки, теплопроводность металлов изменяется пропорционально температуре, тогда как электрическая проводимость в том же самом температурном диапазоне меняется пропорционально T^{-5} . По этой же причине состояние электрической сверхпроводимости не сопровождается бесконечным ростом теплопроводности, потому что та часть электронов, которая участвует в сверхпроводимости, не вносит вклада в теплопроводность.

При более высоких температурах число электронов, участвующих в процессе теплопроводности, продолжает расти пропорционально температуре, но в то же время их длина свободного пробега падает вследствие электрон-фононного взаимодействия. Первое явление доминирует во всем температурном диапазоне в металлах с высокой концентрацией дефектов решетки, что находит отражение в постоянном росте теплопроводности с увеличением температуры. Напротив, в чистых металлах теплопроводность достигает максимума при той температуре, при которой начинает проявляться электрон-фононное взаимодействие, что влечет за собой падение теплопроводности в остальном температурном диапазоне (см. § 4.5.6). При температурах выше примерно 150 К теплопроводность λ и электрическая проводимость σ связаны соотношением, называемым законом Видемана—Франца—Лоренца:

$$\lambda/T = L\sigma, \quad (4)$$

где L — число Лоренца, полученное теоретически и равное $2,45 \cdot 10^{-8}$ Вт·Ом/К². Практически значения L лежат между $2,3 \cdot 10^{-8}$ и $3,2 \cdot 10^{-8}$ Вт·Ом/К².

Тот факт, что λ/T , а не λ связано с σ , объясняется температурной зависимостью доли электронов, участвующих в обмене энергией с фоонами. Некоторые значения L приведены в табл. 1.

С. Теплопроводность полупроводников. Полупроводники занимают промежуточное положение между металлами и изоляторами. Их теплопроводность можно оценить как сумму решеточной λ_l и электронной λ_e теплопроводности. Последняя может быть рассчитана по закону Видемана—Франца—Лоренца:

$$\lambda = \lambda_l + \lambda_e = \lambda_l + L\sigma T. \quad (5)$$

Следует добавить, что в полупроводниках имеется дополнительный эффект, который также может влиять на

Таблица 1. Экспериментальные значения числа Лоренца $L = \lambda/(\sigma T)$

Металл	Температура, К	$L \times 10^8$	Металл	Температура, К	$L \times 10^8$
Al	21,2	1,77	Cu	21,2	0,77
	373,2	2,23		83,2	1,57
Mo	90,2	1,76		273,2	
	273,2	2,61	Ag	90,2	1,62
W	90,2	2,00		273,2	2,31
	273,2	3,06	Au	21,2	1,85
Fe	90,2	1,60		83,2	2,05
	273,2	2,47		273,2	2,35
Pt	20,7	1,09	Pb	21,8	1,48
	273,2	2,51		291,2	2,45

теплопроводность, — биполярная диффузия. При достаточно высоких температурах (выше комнатной, хотя ощутимое влияние эффекта проявляется только выше 800 К) образуется растущее число электронно-дырочных пар. Эти пары будут рекомбинировать главным образом в областях с более низкой температурой, в результате чего энергия образования пара переносится из областей с более высокой температурой в области с более низкой.

4.4.4. Излучательная способность (коэффициенты теплового поглощения) твердых тел

А. Введение. Согласно квантовой теории Планка любое поглощение энергии атомом или молекулой приводит к переходу одного или нескольких электронов в состояние с более высокой энергией. При возвращении в низшее состояние электрон испускает фотон — квант электромагнитного излучения, энергия которого, Дж, равна:

$$E_q = h\nu, \quad (1)$$

где $h = 6,63 \cdot 10^{-34}$ Дж·с — постоянная Планка; ν — частота электромагнитной волны, 1/с.

При рассмотрении изолированных атомов имеется ограниченное число дискретных энергетических состояний, разности между которыми соответствуют частотам излучаемых или поглощаемых фотонов. Эти частоты, или спектральные линии, являются характеристиками рассматриваемого атома.

Возможна и такая ситуация, в которой поглощается фотон с частотой, более высокой, чем наивысшая частота, соответствующая разности энергетических уровней атома. В этом случае электрон покинет атом и превратится в свободный электрон, а атом станет ионизированным. Обратный процесс рекомбинации катиона с электроном может привести к испусканию фотона с высокой частотой. Такой вид излучения имеет непрерывный спектр частот. Низкочастотные (инфракрасные) фотоны могут также испускаться или поглощаться колебаниями или вращениями дипольных молекул, которые создают таким образом полосы испускания или поглощения.

В твердых телах существует много дополнительных эффектов взаимодействия, следствием которых является уширение спектральных линий и их перекрытие, что дает в результате более или менее непрерывный спектр частот излучения. Идеальный источник теплового излучения — абсолютно черное тело — имеет полностью непрерывный спектр. Такой источник является идеальным в том смысле, что при данной температуре любое другое тело или поверхность излучает в любом частотном диапазоне меньше энер-

гии, чем абсолютно черное тело. Название «абсолютно черное тело» связано с тем, что поверхности, покрытые платиновой чернью или сажой, по своим свойствам очень близки к идеальному излучателю. Иней также является «черным», за исключением видимого диапазона длин волн.

На основе экспериментальных и теоретических исследований Стефан в 1879 г. и Больцман в 1884 г. пришли к выводу, что поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела, Вт/м², пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры:

$$q_b = \sigma T^4, \quad (2)$$

где $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана—Больцмана.

Попытки Планка найти объяснение распределению энергии по частотам в спектре излучения черного тела завершились построением в 1900 г. квантовой теории. Он вывел следующее теоретическое уравнение для зависимости спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела от длины волны и температуры, Вт/м³:

$$E_{\lambda b} = \frac{2c^2 h}{\lambda^5} \frac{1}{\exp [ch/(k_B \lambda T)] - 1}, \quad (3)$$

где $E_{\lambda b}$ — плотность излучения, приходящаяся на единицу излучающей поверхности и длины волны; c — скорость света в вакууме, равная $2,998 \cdot 10^8$ м/с; h — постоянная Планка; k_B — постоянная Больцмана; T — температура излучающей поверхности, К; $\lambda = c/\nu$ — длина волны, м.

Кривые на рис. 1 построены по приведенному выше уравнению для нескольких значений температуры. Этот рисунок иллюстрирует также закон Вина, установленный в 1893 г. Согласно этому закону длина волны, соответствующая максимуму излучения, пропорциональна T^{-1} , или $\lambda_m T = \text{const}$. Следует, однако, подчеркнуть, что закон Вина справедлив только для абсолютно черного и серого тел. Не существует реальной поверхности, которая излучает столько же энергии, сколько и абсолютно черное тело. Стефан использовал поверхность, покрытую платиновой чернью, но позже было выяснено, что почти замкнутая полость, изолированная от внешней среды и равномерно нагретая до постоянной температуры, должна быть практически эквивалентной абсолютно черному телу, если тепловое излучение выходит через сравнительно маленькое отверстие.

Поскольку кривые на рис. 1 свидетельствуют о существовании максимума теплового излучения при любой температуре, они дают плотность излучения поверхности с

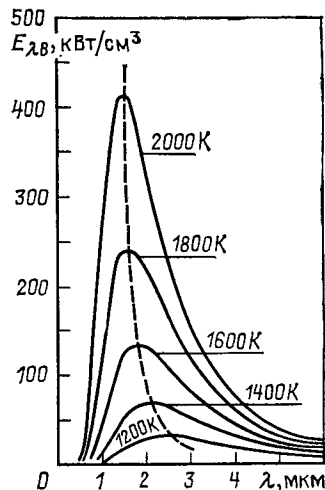


Рис. 1. Зависимость излучательной способности абсолютно черного тела от длины волны

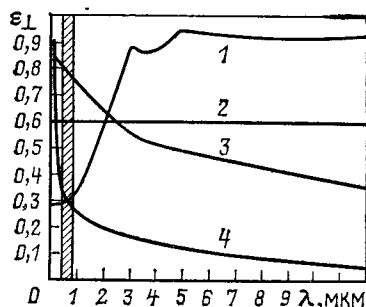


Рис. 2. Зависимость излучательной способности от длины волны для разных материалов:

1 — белая эмаль; 2 — серое тело; 3 — графит; 4 — металлы

«излучательной способностью», равной 1 (или 100 %), где излучательная способность, или коэффициент теплового излучения, определяется как отношение поверхностной плотности потока излучения реальной поверхностью к его значению для абсолютно черного тела при той же температуре. Излучательная способность реальной поверхности во всех случаях меньше единицы. Если она постоянна (например, 0,6, или 60 %) для всех длин волн и для всех пространственных направлений, тогда такая поверхность называется «серой» даже в том случае, если это свойство выполняется только в определенном температурном диапазоне.

Для многих технических целей поверхности с большой точностью могут рассматриваться как серые. Но свойства многих поверхностей отклоняются от описанных выше для различных длин волн вследствие резонансных эффектов, которые аналогичны явлениям, связанным с полосами излучения в газе. Кроме того, излучательная способность меняется в зависимости от направления излучения. По этой причине приходится иногда определять интегральную излучательную способность (все направления, все длины волн), нормальную полную излучательную способность (все длины волн, но только нормальное к поверхности направление) и монохроматическую, или спектральную, излучательную способность (ϵ_λ для данной длины волны). На рис. 2 представлены типичные зависимости излучательной способности от длины волны. Взаимодействие между тепловыми колебаниями и фотонами не зависит от направления переноса энергии, т. е. любой процесс, приводящий к излучению электромагнитной волны, может протекать и в противоположном направлении, приводя к поглощению точно такой же волны. По этой причине все излучение, падающее на абсолютно черное тело, будет им поглощаться. Реальные поверхности, однако, поглощают лишь часть падающего на них излучения, отражая остальное, причем отношение поглощенной энергии E_a к полной падающей энергии E_t определяется как поглощательная способность $\alpha = E_a/E_t$.

В 1860 г. Кирхгоф установил, что излучательная ϵ и поглощательная α способности при тепловом равновесии должны быть равны для поверхностей серых и абсолютно черных. Это закон иллюстрирует обратимость процессов излучения и поглощения излучения; из него также следует, что отдельная частица внутри изотермической излучающей полости не может быть нагрета излучением до большей температуры, чем температура полости. Поскольку температуры равны, частица должна терять при излучении столько же энергии, сколько она приобретает при поглощении. Для несерых тел закон Кирхгофа выполняется лишь при сопоставлении спектральных величин.

Процесс поглощения и испускания излучения происходит в конечном слое вещества, прилежащем к поверхности тела. Согласно закону Ламберта — Бугера слои равной толщины поглощают равные доли падающего излучения.

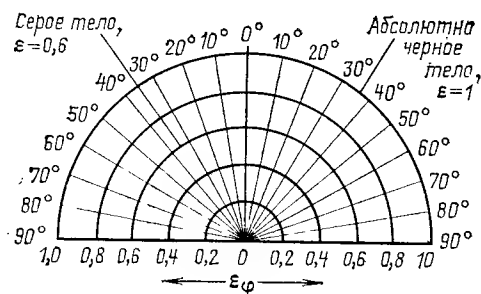


Рис. 3. Распределение по направлениям излучательной способности серого и абсолютно черного излучателей Ламберта

По определению относительное уменьшение энергии излучения, прошедшего через слой вещества толщиной в одну длину волны (измеряемой в веществе), есть величина $\exp(-4\pi k)$, где k — коэффициент поглощения. Материалы с высоким значением коэффициента k поглощают излучение в очень тонком слое, материалы с низкими значениями могут быть даже прозрачными.

Высокие значения коэффициента поглощения k не означают одновременно, что материал характеризуется высокими значениями поглощательной (α) или излучательной (ϵ) способности. Напротив, если все передаваемое излучение поглощается в очень тонком слое вблизи поверхности, то большая часть падающего излучения вообще не поглощается, а будет отражена. Это утверждение может показаться противоречивым, но оно применимо ко всем видам волн.

В 1860 г. Ламберт выдвинул утверждение, что поток излучения абсолютно черного тела в данном направлении пропорционален потоку излучения в направлении к поверхности и косинусу угла между ними.

Это очевидно, если излучающая поверхность является плоскостью или отверстием в излучающей полости, поскольку проекция излучающей поверхности на плоскость, перпендикулярную направлению излучения, уменьшается как $\cos \theta$.

Закон Ламберта утверждает, что мощность излучения, испускаемого с поверхности в данном направлении на единицу телесного угла и единицу площади проекции поверхности, на плоскость, нормальную направлению излучения (а не самой поверхности), есть величина постоянная. Такая величина называется интенсивностью излучения. Диаграмма распределения интенсивности света по углу излучения для источника Ламберта является полукругом.

Если интенсивность излучения абсолютно черного тела при данной температуре принять за единицу, распределение по направлениям излучательных способностей всех реальных поверхностей должны представляться кривыми, лежащими в пределах полукруга, а серые поверхности будут представлены полукруговыми (рис. 3). Определенная выше интенсивность излучения не зависит от расстояния, поскольку от расстояния не зависит телесный угол. Однако это определение применимо и к такой ситуации, когда вершина телесного угла помещена в зрачок наблюдателя. В этом случае телесный угол уменьшается обратно пропорционально квадрату расстояния как поток излучения, а отношение потока к телесному углу остается постоянным. Это объясняет тот факт, что два одинаковых излучателя, имеющих одинаковую температуру, но находящихся на разных расстояниях, воспринимаются наблюдателем как источники, обладающие одинаковым цветом и яркостью. Это же утверждение справедливо и относительно любых оптических изображений излучателя, которые могут быть сформированы с помощью линз или зеркал.

В случае падения излучения на частично отражающую поверхность (например, на серую), распределение по направлениям отраженного излучения может зависеть от структуры поверхности. Если шероховатость поверхности

очень мала, то она является зеркальным отражателем. С ростом шероховатости отражение становится все более рассеянным, сохраняя, однако, отчасти и зеркальные свойства. Такая ситуация будет сохраняться до тех пор, пока неровности поверхности будут иметь малые углы наклона, так что большая часть отраженных лучей не будет после отражения снова падать на поверхность. По мере того как эти углы будут расти, неровности поверхности будут превращаться в полости, внутри которых излучение может претерпевать многократные отражения. Это приводит к высоким значениям поглощательной способности и, как следствие, также к высоким значениям излучательной способности поверхности.

В. Излучательная способность проводников. В результате главным образом сильного взаимодействия фотонов со свободными электронами коэффициент поглощения в инфракрасном диапазоне проводников очень велик; это означает, что только тонкий приповерхностный слой проводящего тела участвует в радиационном обмене с окружением. В соответствии с этим их отражательная способность высока, а излучательная способность (которая равна поглощательной способности) низка. (Большие значения коэффициента поглощения имеют место при низкой поглощательной способности, об этом см. выше).

Для длин волн, больших 3 мкм, значения излучательной способности лежат ниже 0,2 и уменьшаются с ростом длины волны. В видимом и в близком инфракрасном диапазоне эти зависимости становятся очень сложными. У многих металлов обнаруживается резкое возрастание излучательной и поглощательной способностей. Это напоминает эффекты, связанные с полосами поглощения у жидкостей. В указанном диапазоне нет простых и надежных правил для оценки излучательной способности, за исключением простого соотношения, связывающего ее с отражательной способностью (коэффициентом отражения), $\rho = 1 - \epsilon = 1 - \alpha$.

Типичные значения излучательных способностей приведены ниже:

Полированное серебро	0,02
Полированный алюминий	0,05
Полированное железо	0,1
Полированный чугун	0,2
Алюминиевая краска	0,3

Вплоть до температур примерно 900 К, при которых в видимом диапазоне заметного излучения нет, интегральная нормальная излучательная способность $\epsilon_{\perp}$ связана с удельным электрическим сопротивлением ρ_0 , Ом·м, соотношением

$$\epsilon_{\perp} = 0,35 T \rho_0^{0,5}, \quad (4)$$

где T — в К.

Поскольку в поглощении и испускании излучения участвует только тонкий слой, непосредственно прилегающий к физической поверхности, состояние самой поверхности оказывает огромное влияние на излучательные свойства проводников. Даже очень тонкий слой окислов изменяет внешний вид поверхностей и оказывает большое влияние на излучательную (поглощательную) способность.

Поскольку сама излучательная (поглощательная) способность зависит от длины волны, полная поглощательная способность зависит от спектрального состава падающего излучения, причем она больше для более коротких длин волн, т. е. для более высоких температур источника излучения. Интегральная нормальная поглощательная способность $\alpha_{\perp}(T_e, b T_a, m)$ проводника при температуре T_{gm} , поглощающего излучение абсолютно черного тела, имеющего температуру T_e, m , часто рассчитывается при среднегеометрическом значении температуры

$$T_{gm} = (T_e, b T_a, m)^{0,5}. \quad (5)$$

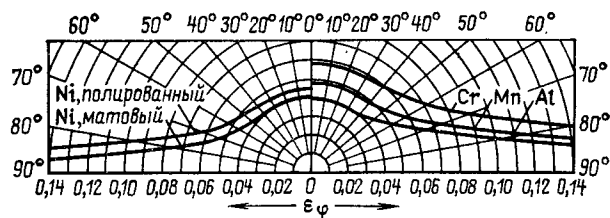


Рис. 4. Распределение по направлениям излучательной (поглощательной) способности металлических излучателей [8]

Распределение по направлениям излучательной (поглощательной) способности металлов и других проводников сильно отклоняется от распределения для излучателя Ламберта, поскольку их излучательная способность мала в направлении нормали, но резко возрастает с ростом угла для значений θ , больших 40° . Этот эффект сопровождается ростом поляризации испускаемого излучения. При угле, близком 90° , можно ожидать, что $\epsilon = 0,5$ (рис. 4).

По указанным причинам отражательная способность $\rho = 1 - \epsilon = 1 - \alpha$ металлов уменьшается с ростом угла падения, и именно это различие в распределении по направлениям отражательной способности позволяет отличать, даже при освещении рассеянным светом, стержень из полированного металла от крашеного белого стержня.

У очень тонких слоев или тонких металлических пленок (толщина примерно равна длине волны) отражательная способность заметно возрастает, что вызвано уменьшением коэффициента поглощения. Как следствие, они становятся прозрачными при гораздо больших значениях толщины, чем можно было бы ожидать, учитывая их коэффициент поглощения.

С. Излучательная способность диэлектриков. Из-за малого количества свободных электронов материалы, не проводящие электрический ток, имеют низкие коэффициенты поглощения (см. п. А). Взаимодействие же между тепловыми колебаниями и излучением реализуется главным образом посредством электрических диполей, а при высоких частотах (при коротких длинах волн) начинают возбуждаться электроны в атомах. В соответствии с этим такие материалы характеризуются высокими значениями излучательных способностей в инфракрасном диапазоне при длинах волн, больших 2—3 мкм, а иногда только выше 10 мкм (MgO) (рис. 5).

Ионные кристаллы типа $NaCl$ ведут себя оптически активно в среднем и дальнем инфракрасном диапазоне вследствие относительных колебаний анионной и катионной подрешеток. Это приводит к возникновению полос у отражательной способности в соответствующих областях частот, напоминающих полосы у металлов. Заметные полосы в ближнем инфракрасном диапазоне имеются и у отражательной способности легких двухатомных окислов типа MgO , CaO и BaO . У более тяжелых молекул типа Al_2O_3 эти полосы расположены в средней и дальней части инфракрас-

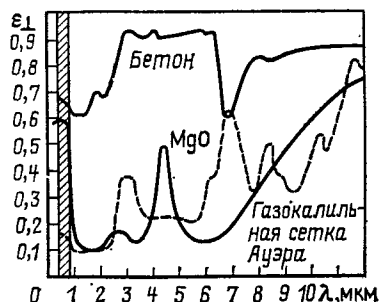


Рис. 5. Зависимость нормальной излучательной способности диэлектриков от длины волны [9]

ной области и по этой причине менее важны для теплового излучения.

В видимой и в ближней части инфракрасной области излучательная способность изоляторов меняется в очень широких пределах, как и у металлов, и наилучший способ ее оценки состоит в визуальном наблюдении. Излучательные способности диэлектриков зависят также от температуры. Электронные уровни в них полностью заняты, и поэтому изоляторы не могут поглощать или испускать энергию при нормальных температурах. При достаточно высоких температурах электроны возбуждаются и могут попадать на более высокие энергетические уровни, в результате возникает электронный газ (т. е. свободные электроны), которые могут испускать и поглощать излучение с непрерывным спектром в видимом и ультрафиолетовом диапазоне.

В общем случае с ростом температуры полосы поглощения (излучения) окислов уширяются, а максимумы смещаются в сторону больших длин волн. У многих из них при нагревании не наблюдается красного или желтого накала, но вблизи точки плавления у них появляется белое каление, и интенсивность свечения при этом незначительно ниже, чем у абсолютно черного тела.

Аналогичный эффект известен для газокалильной сетки Ауэра при свечении газа. Эта смесь окислов тория и церия имеет очень маленькую излучательную способность в инфракрасной области, но огромную в видимом диапазоне. Таким образом, при заданном притоке теплоты она теряет мало энергии на инфракрасное излучение и поэтому достигается высокая температура с испусканием мощного излучения в видимом диапазоне. Присутствие в светлых окислах типа Al_2O_3 даже в небольших количествах темного окисла Fe_2O_3 существенно увеличивает излучательную (поглощательную) способность.

Если поверхность принимает излучение от источника с более высокой температурой, доля воспринимаемой энергии зависит от поглощательной способности более холодной поверхности и излучательной способности источника. Если источником является абсолютно черное тело, а облучаемая поверхность находится при постоянной температуре, то можно задать кажущуюся поглощательную способность поверхности для разных значений температуры излучения (рис. 6).

Разумеется, поверхность, на которую падает излучение, также испускает излучение в соответствии со своей температурой и излучательной способностью. Вот почему резервуары часто покрывают белой краской, обладающей низкой излучательной (поглощательной) способностью в видимом диапазоне, на который приходится большая часть энергии, излучаемой Солнцем. Однако в инфракрасной области белая краска практически эквивалентна абсолютно черному телу и поэтому излучает максимум энергии

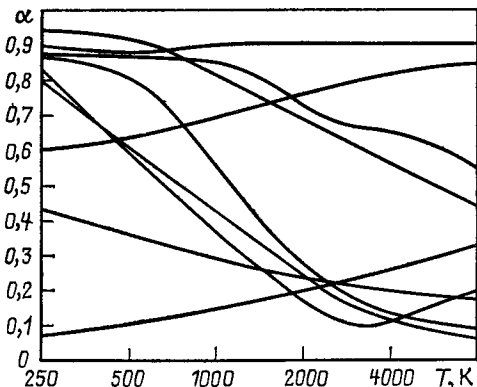


Рис. 6. Влияние температуры источника (абсолютно черного тела) на поглощательную способность различных поверхностей при постоянной температуре [9]

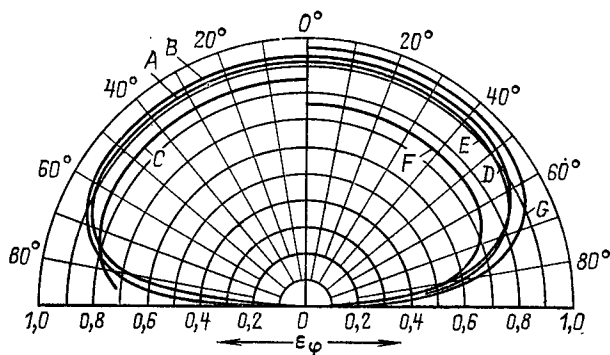


Рис. 7. Распределение по направлениям излучательной (поглощательной) способности диэлектриков [8]

именно в том диапазоне, который типичен для ее собственной температуры. Таким образом удается минимизировать нагрев резервуара солнечным светом.

Распределение по направлениям излучательной (поглощательной) способности диэлектриков значительно отличается от распределения для проводников и гораздо ближе к распределению излучателя Ламберта. Однако и в этом случае эффект поляризации приводит к падению до нуля излучательной способности для углов испускания, близких к 90° (рис. 7).

В прозрачных средах, например в стекле, падающее излучение частично отражается, частично пропускается и частично поглощается (рис. 8). Поглощение определяется коэффициентом поглощения в законе Ламберта — Буггера (см. п. А) или коэффициентом поглощения $\bar{\alpha}$, см^{-1} , определяемым из соотношения

$$E(x) = E(0) \exp(-\bar{\alpha}x), \quad (6)$$

где $E(0)$ — энергия излучения, падающего на поверхность (при $x=0$); x — координата толщины слоя, на которую излучение проникло в среду. Коэффициент $\bar{\alpha}$ связан с коэффициентом $k(\lambda)$ для данной длины волны, как

$$\bar{\alpha} = 4\pi k/\lambda. \quad (7)$$

(Если $\bar{\alpha}$ задано в см^{-1} , то λ должна быть задана в см.) При $\bar{\alpha}=0,1$ стеклянный лист толщиной 0,635 см пропустит 93,8 % падающего излучения.

Д. Излучательная способность рассеивающих и поглощающих материалов. У огнеупорных и подобных им ма-

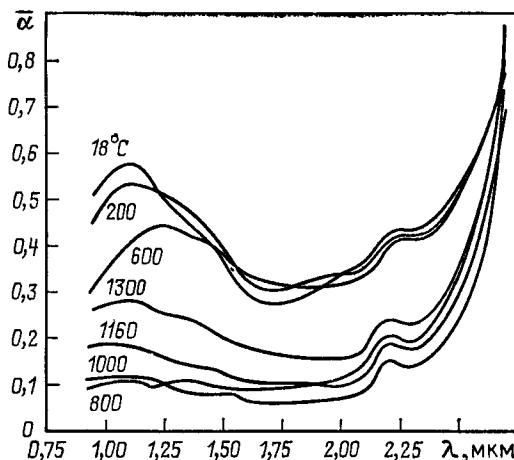


Рис. 8. Коэффициент поглощения оконного стекла в зависимости от длины волны для различных температур [10]

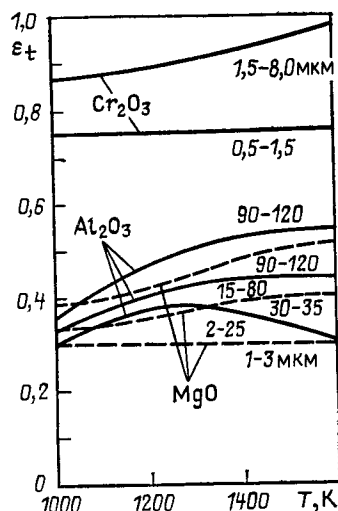


Рис. 9. Влияние температуры и размера зерна на интегральную излучательную способность огнеупорных материалов [10]

териалов излучательная способность зависит не только от конкретного материала, но также и от размера зерен, причем влияние последнего фактора сильнее для материалов с большей излучательной способностью (рис. 9). По мере перехода от прозрачного монокристалла к материалу со все уменьшающимся размером зерна начинает увеличиваться излучательная (поглощательная) способность при уменьшении прозрачности. Далее, когда зерно становится еще мельче, возрастает отражательная способность при одновременном уменьшении излучательной (поглощательной) способности. Другими словами, коэффициент поглощения Ламберта — Бугера возрастает с увеличением площади внутренней поверхности.

В легких оксидах (MgO , Al_2O_3) размер зерна также играет важную роль, поскольку влияние температуры на излучательную (поглощательную) способность становится более сильным для больших размеров зерна и практически исчезает при размерах зерна меньше 3 мкм.

Если отдельные частицы материала находятся в газе или в прозрачной среде, то падающее излучение будет рассеиваться и терять энергию точно так же, как и при поглощении. В этом случае коэффициент поглощения Ламберта — Бугера следует заменить показателем ослабления τ , а уменьшение энергии излучения, распространяющегося в данном направлении, будет определяться как

$$\frac{dE}{dx} = -E\tau, \quad (8)$$

или

$$E(x) = E(0) \exp(-\tau x). \quad (9)$$

До тех пор, пока расстояния между центрами частиц будут больше, чем три-четыре радиуса, τ будет определяться суммой вкладов отдельных частиц. При диаметрах частиц, больших, чем примерно две длины волны, частицы действуют как независимые излучатели (поглотители), а их поперечные сечения на единичный объем суммируются. При очень мелких частицах (диаметром меньше четверти длины волны) показатель ослабления пропорционален полному объему частиц в единичном объеме среды и обратно пропорционален длине волны.

Если поверхность покрыта красителем, следует учесть форму частиц красителя. Плоские частицы красителя ориентируются, как правило, параллельно поверхности во время нанесения или термообработки покрытия. Это явление может существенно увеличить отражательную способность, если частицы покрыты отражающие, и наоборот.

4.4.5. Упругие свойства

А. Введение. При воздействии напряжений твердые тела деформируются. Деформация определяется как степень искажения длины, отнесенная к единице длины, например изменение длины участка единичной длины проволоки, которая подвергается воздействию растягивающего напряжения. Напряжение определяется как сила, приложенная к единичной площади. Материал называется абсолютно упругим, если его напряженно-деформированное состояние в точности обратимо. Кроме того, если деформация пропорциональна приложенному напряжению, то речь идет о линейной упругости. Большая часть материалов, используемых в инженерной практике, близка к линейно упругим вплоть до возникновения пластической деформации. Это явление было впервые описано Гуком.

При конструировании важно установить распределение деформаций конструкции, возникающих в процессе эксплуатации под влиянием приложенных напряжений. Напряжения могут возникать из-за давления, создаваемого жидкостью или газом, течением жидкости или неоднородным температурным расширением при изменениях температуры. Упругие свойства часто считают не зависящими от структуры, но существуют ситуации, когда такое утверждение становится неверным. Отдельные зерна металлических кристаллов в отношении упругих свойств анизотропны. Таким образом, упругие постоянные зависят от ориентации зерна по отношению к ориентации приложенных напряжений. В процессе производства деталей может возникнуть преимущественная ориентация отдельных зерен, что и создает упругую анизотропию. Весьма вероятно, что различные степени преимущественной ориентации приводят к довольно широкому разбросу данных по упругим свойствам металлов и сплавов. Вследствие того что этот разброс может вызывать появление погрешности, достигающей в некоторых случаях при расчетах деформаций 20 %, эта тема детально рассматривается в настоящем параграфе. Таблица 3, § 4.5.8 — лишь пример того типа информации, которая встречается в литературе. Можно полагать, например, что стали с 5—9 % -ным содержанием хрома должны иметь примерно те же значения модуля Юнга, что и стали, содержание хрома в которых близко к указанному.

Нормы проектирования требуют, чтобы напряжения не превышали предельного напряжения сдвига в том диапазоне, где конструкционные материалы должны подчиняться закону линейной упругости. Реальные материалы, однако, только приближенно можно считать упругими, так что при нагрузке и разгрузке даже ниже предельного напряжения сдвига обнаруживается узкая петля гистерезиса. Отклонение от свойств чисто упругих материалов возрастает вместе с увеличением напряжений. Обычно к такому отклонению приводят длительные нагрузки и повышение температуры. Во многих случаях для расчетных целей применяются методы теории линейной упругости. В этом параграфе в силу их важности рассматриваются некоторые частные вопросы зависимости деформации от напряжения. Например, демпфирующая способность трубы теплообменника может возрасти на порядок, если труба находится под высоким давлением. Точно так же упругие постоянные и демпфирующая способность существенно меняются, если температура в процессе эксплуатации возрастает, это приводит к различию экспериментальных результатов, полученных при холодной прогонке и низких давлениях по сравнению с реальными условиями эксплуатации.

По этим причинам в настоящем параграфе не только вводится идеализированный линейный подход для описания модулей упругости, применяемый в простых инженерных расчетах, но и указываются также главные источники ошибок, происходящих из неверного понимания поведения реальных материалов.

В. Статические и динамические свойства. Поскольку скорость звука в металлах не бесконечна, мгновенное включение нагрузки вызывает сначала в материале лишь локальный отклик. Приложенное напряжение должно поддерживаться в течение времени, большего по сравнению со временем, необходимым для распространения волны напряжений по образцу и затухания колебаний, после чего только в идеальном упругом теле деформация становится стационарной. Если к упругому телу прилагаются импульсные или быстро меняющиеся напряжения, то образец следует разбить на элементы, каждый из которых достаточно мал, чтобы напряжения и деформации в нем могли рассматриваться как односродные.

Нередко считают, что упругие постоянные реальных материалов не зависят от структуры и определяются только межатомными потенциалами. Эксперимент показывает, что такое допущение является приближенным. Например, упругие свойства материалов, которые подвергались отжигу и холодной обработке, различаются. Существенный вклад в полную деформацию, возникающую под влиянием приложенного напряжения, вносят нестационарные термически активированные процессы релаксации, связанные с перемещением некоторых атомов на расстояние, равное одному или нескольким межатомным расстояниям. Если приложенное напряжение лежит в упругом диапазоне, большая часть атомов сместится по отношению к своим соседям незначительно, обычно на расстояние меньшее 0,1 % межатомного.

Относительный вклад в полную деформацию атомов, совершающих большие перемещения, увеличивается при больших напряжениях и повышенных температурах. Зависимость упругих свойств от структуры и времени при этих условиях становится еще более очевидной. Значения модуля Юнга стали при 600 °C могут отличаться примерно вдвое для квазистатических и высокочастотных нагрузок или для ползучестью и мягкой стали [1].

Все упругие свойства данного материала меняются с температурой. При нагревании материал расширяется, средние межатомные расстояния растут, а межатомные силы уменьшаются. Этот процесс, приводящий к уменьшению модулей упругости, не зависит от времени. Вместе с тем приток теплоты при повышенных температурах вызывает релаксационные процессы, которые вносят нестационарный вклад в деформацию. В силу этого динамические свойства слабее зависят от температуры, чем квазистатические. Например, квазистатическое значение модуля Юнга уменьшается на 50 % при повышении температуры от комнатной до 600 °C, в то время как при измерении модуля акустическими методами это уменьшение составляет всего около 25 %.

С. Диаграмма напряжение — деформация. Два важных типа кривых нагрузка — растяжение представлены на рис. 1 и 2. Такого рода кривые получают при приложении плавно возрастающей растягивающей нагрузки к стандартному образцу (рис. 3). Для каждого данного значения нагрузки растяжение (удлинение) образца измеряется по положению контрольных меток, нанесенных на гладкую поверхность этого образца. Нагрузку можно пересчитать на напряжения, если разделить ее значение на площадь сечения, соответствующую данному значению нагрузки. Что касается удлинения, то его можно пересчитать в деформацию, которая характеризуется одной величиной только в том случае, если деформация однородна вдоль и поперек образца.

Говорят, что образец является упругим, если каждому напряженному состоянию отвечает единственное деформированное состояние. Так, например, длина идеально упругого образца, подвергаемого растяжению, для данного значения напряжений одинакова вне зависимости от того, достигнуто ли данное значение напряжения при уменьшении или увеличении нагрузки. Поведение реальных материалов может лишь приближаться к идеально упругому, по-

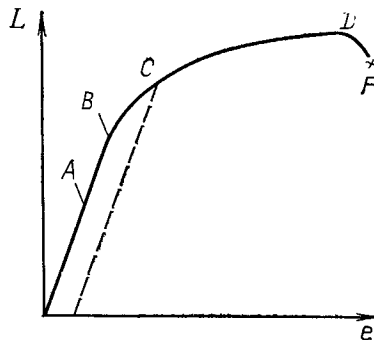


Рис. 1. Зависимость растяжения ϵ от приложенной растягивающей нагрузки L :

A — область линейной упругости; B — предел, до которого сохраняется пропорциональность; C — 0,1 U_{max} % (максимальное напряжение-нагрузка/площадь сечения образца); D — максимальная нагрузка; F — точка разрушения

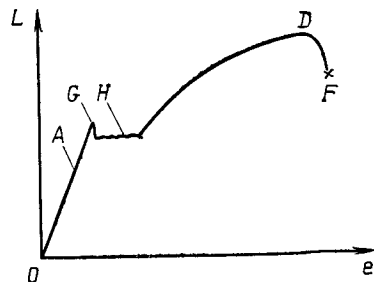


Рис. 2. Кривая нагрузка — растяжение для материала с верхним пределом текучести G и нижним пределом H . Остальные обозначения те же, что и на рис. 1

скольку демпфирующая способность реальных материалов отлична от нуля, что приводит к существованию упругого гистерезиса. Выше предела упругости различие кривых нагрузки и разгрузки наблюдается экспериментально.

Ниже под напряжением понимается нагрузка (сила), приложенная к единичной площади. Размерность напряжения совпадает с размерностью давления и, следовательно, в СИ измеряется в паскалях. Под деформацией понимается их удлинение на единицу длины при воздействии напряжения; она является безразмерной величиной.

На кривых нагрузка — растяжение (рис. 1 и 2) A является областью линейной упругости. В этой области деформация пропорциональна напряжению, или, иначе говоря, материал подчиняется закону Гука. Точка B на рис. 1 соответствует наименьшему значению напряжения, при котором можно обнаружить отклонение от прямой, — она представляет предел вышеупомянутой пропорциональной зависимости. За точкой B материал еще может до некоторого предела вести себя как упругий. Во многих материалах отклонение от линейности происходит плавно, и поэтому найти экспериментально точку B нелегко. Для таких материалов вводится точка C , определяющая максимальное напряжение, при котором заданная деформация, например, на 0,1 % максимального напряжения превышает деформацию, соответствующую линейному упругому поведению.

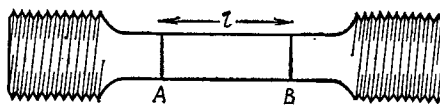


Рис. 3. Стандартный круглый образец для испытания на растяжение;

l — калибровочная длина; A и B — метки

Свойства других материалов, в частности ферритных сталей, резко отклоняются от линейно упругих, когда напряжение достигает точки G (рис. 2), называемой верхним пределом текучести, в которой имеет место скачкообразное падение нагрузки. За точкой G следует участок, на котором нагрузка имеет постоянное значение, соответствующее нижнему пределу текучести; на этом участке происходит неоднородная пластическая деформация. Верхний предел текучести растет с уменьшением времени воздействия нагрузки [2]. Максимальная нагрузка (точка D), разделенная на площадь начального сечения образца, является пределом прочности на разрыв.

Д. Упругие свойства изотропных материалов. Модуль Юнга E , известный также как модуль продольной упругости, или модуль упругости первого рода, равен растягивающему напряжению, деленному на деформацию в направлении приложенного напряжения, которая измеряется в области линейной упругости. Он является коэффициентом пропорциональности в законе Гука и равен наклону линейной части кривой на диаграмме деформация—напряжение. Размерность его такая же, как и напряжения (давления).

Модуль сдвига G , известный также как модуль упругости при кручении, модуль упругости второго рода или модуль поперечной упругости, равен напряжению сдвига, деленному на сдвиговую деформацию. Напряжение сдвига, приложенное к изотропному образцу или к металлу с кубическими решетками, изменяет формы образца без изменения его объема. Напряжение сдвига определяется как приложенная сила, деленная на площадь, к которой приложена сила. В качестве характеристики деформации берется величина, называемая относительным сдвигом и равная $\tan \theta$ (рис. 4).

Объемный модуль упругости K , или модуль сжатия, определяется как отношение приращения приложенного гидростатического давления к возникающему сокращению объема, $-dV/V$. Он отличается от модуля сдвига тем, что для изотропных материалов и металлов с кубическими решетками является мерой сопротивления изменения формы.

Коэффициент Пуассона ν является безразмерной величиной, задаваемой отношением поперечной деформации к продольной, когда вдоль образца действует одноосная нагрузка. Значения ν меняются от нуля, когда под влиянием растягивающего напряжения не происходит сокращения образца в поперечном направлении, до $1/2$, когда растягивающее напряжение не вызывает изменения объема. Ни один из металлов не имеет предельных значений коэффициента Пуассона. Нулевое значение коэффициента означает наличие в материале сильно направленной химической связи. У бериллия значение коэффициента Пуассона $\nu=0,06$. Значение $\nu=1/2$ означает, что модуль сдвига материала равен нулю. Очень пластичные материалы, такие, как золото, серебро и свинец, имеют значения коэффициента Пуассона около $0,4$. Значение $1/2$ имеют жидкости.

Для полностью изотропных материалов из указанной группы параметров независимыми являются только два из них. Зная значения любых двух из этих параметров, значения остальных можно рассчитать, пользуясь

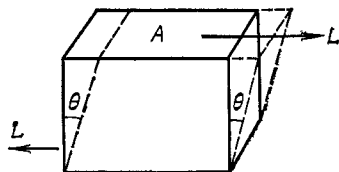


Рис. 4. Модуль сдвига $G=L/(A \tan \theta)$ (пунктирной линией показано положение образца после приложения к площадке A сдвиговой нагрузки)

приведенными ниже соотношениями:

$$G = \frac{3K(1-2\nu)}{2(1+\nu)} = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{3EK}{9K-E}; \quad (1)$$

для модуля Юнга

$$E = 3K(1-2\nu) = 2G(1+\nu) = \frac{9KG}{G+3K}; \quad (2)$$

для объемного модуля упругости

$$K = \frac{2G(1+\nu)}{3(1-2\nu)} = \frac{E}{3(1-2\nu)} = \frac{EG}{9G-3E}; \quad (3)$$

для коэффициента Пуассона

$$\nu = \frac{E-2G}{2G} = \frac{3K-E}{6K} = \frac{3K-2G}{6K+2G}. \quad (4)$$

В материалах без ярко выраженного предела текучести наклон кривой на рис. 1 за точкой B меньше, чем наклон кривой в линейной области. Касательная к истинной кривой напряжение—деформация соответствовала бы отклику, сопровождающему наложение малых напряжений на большое статическое напряжение.

Е. Упругая анизотропия. Как упоминалось в п. А, свойства выпускаемых промышленностью материалов определяются совокупностью свойств отдельных зерен — монокристаллов, из которых состоит данный материал. Отдельные зерна в общем случае проявляют анизотропию своих упругих свойств [3], т. е. возникающие деформации зависят от взаимной ориентации приложенного напряжения и кристаллической структуры зерна. Степень анизотропии зависит от конкретного материала и меняется от одной группы материалов к другой. Помимо этого, в процессе производства, включая холодную обработку и отжиг, возникает преимущественная ориентация зерен, и, следовательно, готовая продукция может характеризоваться упругой анизотропией. В этом пункте обсуждается природа упругой анизотропии металлов.

В общем случае монокристалла с низкой симметрией полный тензор напряжений связан с тензором деформаций.

Для упругих постоянных монокристалла используются специальные обозначения. Трем ортогональным кристаллическим осям приписываются индексы: $x=1$, $y=2$, $z=3$. Для коэффициентов, связывающих напряжение с деформацией, вводятся сокращенные обозначения: 11-1, 22-2, 33-3, 23-4, 31-5, 12-6.

Таким образом, $C_{11}=C_{1111}$; $C_{44}=C_{2323}$; $C_{66}=C_{1212}$ и т. д. Закон Гука для сдвига xy имеет вид

$$\sigma_{12} = C_{1212} \epsilon_{12},$$

или

$$\sigma_{xy} = C_{66} \epsilon_{xy}.$$

В общем случае тензор напряжений при использовании сокращенных обозначений для кристалла низкой симметрии имеет вид

$$\sigma_i = C_{ij} \epsilon_j,$$

где i принимает значения 1—6 для рядов; j — те же значения для столбцов.

Для монокристаллов большинства металлов некоторые из коэффициентов равны нулю, а другие равны между собой. Например, для металла с плотной гексагональной упаковкой, такого, как титан, набор коэффициентов имеет вид

C_{11}	C_{12}	C_{13}	0	0	0
C_{12}	C_{11}	C_{13}	0	0	0
C_{13}	C_{13}	C_{33}	0	0	0
0	0	0	C_{44}	0	0
0	0	0	0	C_{44}	0
0	0	0	0	0	C_{66}

т. е. $C_{44}=C_{55}$, $C_{22}=C_{11}$ и т. д. и где $C_{66}=(C_{11}-C_{12})/2$. Уравнения закона Гука для гексагональных металлов имеют вид

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= C_{11}\varepsilon_{xx} + C_{12}\varepsilon_{yy} + C_{13}\varepsilon_{zz}; \\ \sigma_{yy} &= C_{12}\varepsilon_{xx} + C_{11}\varepsilon_{yy} + C_{13}\varepsilon_{zz}; \\ \sigma_{zz} &= C_{13}\varepsilon_{xx} + C_{13}\varepsilon_{yy} + C_{33}\varepsilon_{zz}; \\ \sigma_{yz} &= C_{44}\varepsilon_{yz}; \quad \sigma_{zx} = C_{44}\varepsilon_{zx}; \\ \sigma_{xy} &= C_{66}\varepsilon_{xy}; \quad C_{66} = \frac{1}{2}(C_{11}-C_{12}).\end{aligned}$$

Упругие постоянные не меняются, если система координат вращается вокруг гексагональной оси z , являющейся осью симметрии шестого порядка. Модуль Юнга принимает наибольшие (но разные) значения для растяжения в направлении гексагональной оси и в перпендикулярных направлениях.

Существует три модуля сдвига:

C_{44} для сдвига в базисной плоскости;
 $C_{66}=(C_{11}-C_{12})/2$ для призматического сдвига;
 $C^*=C_{11}+C_{12}+2C_{33}-4C_{13}$ для сложного сдвига, соответствующего изменению отношения осей при постоянном объеме.

Значения коэффициентов для монокристаллов гексагональных металлов указаны в табл. 1, § 4.5.8.

Монокристаллы металлов с гранецентрированной и объемно-центрированной решетками обладают более высокой степенью симметрии. Коэффициенты C принимают только три различных значения, потому что оси x , y и z эквивалентны. Таким образом, $C_{11}=C_{33}$, $C_{12}=C_{13}$, $C_{44}=C_{66}$. Анизотропия сдвига возможна и здесь; так, $1/2(C_{11}-C_{12}) \neq C_{44}$. Отношение $1/2(C_{11}-C_{12})/C_{44}$ называется коэффициентом анизотропии и для изотропных материалов равно единице. Некоторые значения этих коэффициентов для металлов с кубическими решетками приведены в табл. 2, § 4.5.8.

Если используемые материалы имеют мелкозернистую структуру, в которой отдельные кристаллиты ориентированы хаотически, но материал является в макроскопическом отношении псевдоизотропным. Технологические процессы, такие, как протяжка труб или проволоки, вносят какую-то степень преимущественной ориентации и, следовательно, упругую анизотропию.

Поскольку отдельные зерна поликристаллического материала в упругом отношении анизотропны, приложение внешнего напряжения приводит к различным картинам деформации. Таким образом, напряженные и деформированные состояния отдельных зерен не совпадают с макроскопическим усредненным состоянием образца. Кроме того, большая часть конструкционных материалов содержит инородные включения с модулями упругости, отличными от упругих постоянных матрицы, что приводит к дополнительным внутренним напряжениям.

Г. Демпфирующая способность. Когда металлический образец подвергается циклической нагрузке, он поглощает энергию. Точно так же разовое наложение нагрузки возбуждает колебания, которые постепенно затухают, поскольку на каждом периоде колебаний происходит поглощение энергии.

Часть процессов, приводящих к поглощению энергии,

обусловлена движением примесных атомов и дефектов кристалла. Таким образом, затухание связано как со структурой, так и с влиянием температуры. Процессы, приводящие к затуханию, подробно описаны в [4]. В то время как многие процессы характеризуются монотонным ростом затухания с увеличением температуры и абсолютного значения напряжения [4, 5], в других процессах наблюдаются резкие пики, являющиеся функциями температуры при постоянной частоте или функциями частоты при постоянной температуре [4, 6]. Один из основных вкладов в затухание в металлах вносится релаксационными процессами на границах зерен. По этой причине монокристаллы даже очень мягких металлов имеют очень низкую демпфирующую способность. Вклады в затухание вносят тепловые потоки, возникающие в процессе упругой деформации, а также термически активированные процессы, включая перескоки примесных атомов из одного положения в другое, изгиб дислокаций и движения атомов по границам зерен.

Демпфирующую способность можно представить как dE/E (долю максимальной энергии деформации, рассеиваемую за один период), или как λ (логарифмический декремент), или как $\operatorname{tg} \delta$ (тангенс угла отставания между деформацией и напряжением), или как величину Q^{-1} , вводимую для колебательных электрических контуров, или как $\Delta f/f$ (отношение ширины резонанса при половинной амплитуде к резонансной частоте). Когда демпфирующая способность мала, эти величины связаны друг с другом следующим образом:

$$\Delta E/E = 2\lambda = 2\pi \operatorname{tg} \delta = 2\pi Q^{-1} = 2\pi \Delta f/(V\sqrt{3}f).$$

Для конструкционных материалов значения $\Delta E/E$ лежат в диапазоне от 10^{-3} до $5 \cdot 10^{-2}$, но для монокристаллов чистых металлов она может принимать значения около 10^{-5} . Сделать какое-либо обобщение трудно, поскольку демпфирующая способность является функцией частоты колебаний, температуры и абсолютного значения напряжения. В типичном случае демпфирующая способность может увеличиться на порядок при повышении температуры от комнатной до 600°C , а при комнатной температуре может произойти такое же увеличение демпфирующей способности при возрастании статического напряжения от 0 до 240 МПа [5].

Поскольку затухание зависит от структуры, демпфирующая способность является распределенной величиной. Однако в настоящее время не имеется достаточных данных, особенно в диапазонах рабочих температур и напряжений, чтобы получить статистические данные.

Что касается теплообменников, то следует отметить, что демпфирующая способность данной структуры может изменяться под влиянием таких процессов, как тряска, когда происходит перераспределение внутренних напряжений, и старение металлов. Однако поглощение энергии в материалах конструкции теплообменника вряд ли велико в сравнении с другими источниками потерь энергии.

Некоторые процессы поглощения энергии при вибрациях могут вызвать кумулятивные изменения структуры. Структурные же изменения в области микротрещин и других образований с высокой концентрацией напряжений могут привести к росту усталостных трещин.

Раздел 4.5

ТАБЛИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

Мэддокс

4.5.1. Свойства насыщенных жидкостей и газов

Настоящий параграф содержит завуалированные данные о теплофизических свойствах чистых веществ. Каждое свойство приводится при десяти значениях температуры, расположенных по мере возможности равномерно между нормальной точкой кипения и критической температурой. Приведенные экспериментальные данные собраны из разных источников. При пользовании данными следует обратить внимание на соответствующую литературную ссылку, чтобы убедиться, является ли данное значение экспериментально определенным либо оно рассчитано по обобщенным зависимостям.

Приведенные свойства относятся к насыщенному пару и (или) жидкости. При низких давлениях их значения будут очень близки к значениям для перегретого пара или недогретой жидкости. Однако по мере приближения к критической точке данные для насыщенных состояний сильно отклоняются от значений, которые можно было бы ожидать в нормальных условиях. По этой причине следует пользоваться с большой осторожностью данными при давлениях, превышающих значение, равное 70 % критического давления.

На рис. 1 приведена типичная диаграмма давление — энтальпия для однокомпонентной системы. На диаграмме указаны критическая точка, а также линии насыщения для жидкости и пара. По мере роста температуры вещества должно расти и давление, чтобы состояние насыщения сохранялось. Именно поэтому большая часть свойств насыщенных жидкостей и газов отличается от измеряемых в лабораторных условиях при рассчитанных на основе обобщенных зависимостей. При низких приведенных давлениях и температурах различия обычно невелики, и ими можно пренебречь. По мере приближения давления и температуры к критическим значениям эти различия становятся больше, и их следует учитывать.

Для иллюстрации поведения свойств насыщенных фаз рассмотрим энтальпию. Энтальпия жидкости изменяется по типовой зависимости примерно до точки А. В крити-

ческой области энтальпия с ростом температуры увеличивается более круто, чем при более низких температурах и давлениях. Непосредственно в окрестности критической точки энтальпия жидкости, по-видимому, растет даже без изменения температуры. Чтобы подтвердить это, рассмотрим энтальпию пара. Начиная примерно с точки В энтальпия пара не только не увеличивается с ростом температуры, но даже начинает уменьшаться.

Характер изменения энтальпии отражается и на удельной теплоемкости. Для насыщенных жидкостей теплоемкость в критической области становится очень большой, что отражает рост энтальпии при малом или нулевом приращении температуры. Что касается энтальпии насыщенного пара, то она действительно принимает отрицательные значения, чтобы согласоваться с уменьшением энтальпии по мере приближения к критической точке.

Значения, приведенные в таблицах, можно интерполировать. Однако не следует распространять интерполяцию на более высокие температуры и давления.

Основные принципы, которыми следует руководствоваться при интерполяции, состоят в следующем.

Значения *давления насыщенного состояния* при промежуточных температурах могут быть интерполированы с помощью зависимости десятичного логарифма давления от обратной абсолютной температуры. Для большинства веществ, особенно при температурах, достаточно далеких от критической, эта зависимость должна представляться прямой линией.

В узких температурных диапазонах, за исключением критической области, *плотность жидкости* является линейной функцией температуры. В критической области эта зависимость характеризуется некоторой кривизной.

Плотность пара с разумной точностью представляется линейной функцией температуры.

Энтальпия жидкости является гладкой функцией температуры.

Энтальпия пара также является гладкой функцией температуры.

Теплоту испарения можно с достаточной точностью интерполировать по графику зависимости ее от температуры.

Теплоемкости пара являются гладкими функциями температуры.

Вязкость жидкости можно интерполировать по графику зависимости десятичного логарифма вязкости от обратной абсолютной температуры. Вопреки распространенным представлениям в общем случае эта зависимость не представляется прямой линией. Тем не менее кривизна кривой невелика, и с ее помощью можно с достаточной точностью проводить интерполяцию.

Вязкость пара является гладкой функцией температуры.

Теплопроводность жидкости можно интерполировать с помощью графика ее зависимости от температуры. Этот график не является прямой, но кривизна его незначительна и допускает удовлетворительную интерполяцию.

Число Прандтля жидкости допускает интерполяцию на основе графика его зависимости от температуры. Коэффициент теплового расширения можно интерполировать по графику его температурной зависимости.

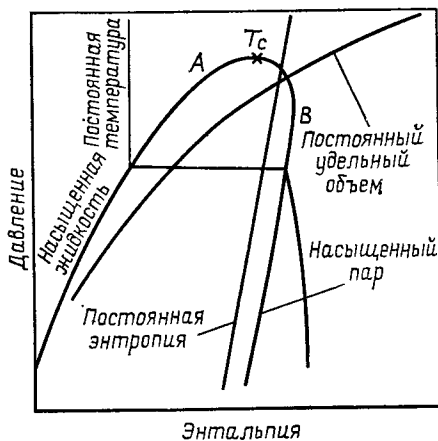


Рис. 1. Зависимость теплопроводности меди и свинца от температуры

Таблица 1. Свойства метана

CH_4
 $M = 16,042$
 $T_b = 111,42$
 $T_m = 90,66$
 $T_c = 190,55$
 $p_c = 4641$
 $\rho_c = 162$

T_{sat} p_{sat}	111,42 101	120 192	130 367	140 638	150 1033	160 1588	170 2338	180 3288	185 3854	190 4552	[1]
ρ_l	424,3	412,0	396,7	379,8	361,0	339,3	312,3	271,9	240,0	182,0	[1]
ρ_g	1,79	3,26	5,95	10,03	16,08	25,03	38,57	59,14	76,28	120,9	[1]
h_l	716,3	747,0	784,1	821,9	860,0	901,4	948,4	1011,1	1057,0	1133,4	[1]
h_g	1228,1	1241,8	1255,7	1267,2	1274,9	1277,6	1273,3	1258,9	1245,0	1203,2	[1]
Δh_g	511,8	494,8	471,8	445,3	414,9	376,2	324,9	247,8	188	69,8	[1]
$c_{p,l}$	3,43	3,53	3,63	3,77	3,94	4,12	5,16	7,45	11,3	70,5	[3, 9]
$c_{p,g}$	2,07	2,11	2,19	2,33	2,53	2,90	3,62	5,95	6,33	277,5	[1, 11]
η_l	106,5	86,05	71,65	61,26	52,24	44,54	37,69	30,98	26,92	19,34	[1]
η_g	4,49	4,84	5,28	5,74	6,27	6,89	7,69	8,89	9,84	12,96	[1]
λ_l	193	178	163	148	133	118	103	88	80	73	[2]
λ_g	12,1	12,9	16,4	19,6	23,0	27,6	33,7	39,9	45,3	62,0	[9]
Pr_l	1,88	1,70	1,60	1,56	11,55	1,56	1,89	2,62	3,80	18,8	[12]
Pr_g	0,77	0,79	0,71	0,68	0,69	0,72	0,83	1,33	1,38	58,01	[12]
σ	13,5	11,5	9,28	7,22	5,31	3,58	2,06	0,81	0,33	0,01	[6]
$\beta_{e,l}$	2,27	3,46	4,37	5,18	6,58	8,87	14,2	32,8	58,6	385	[10]

Примечания: 1. Данные [10] рассчитаны на основе данных о плотности жидкости по уравнению

$$\rho = \frac{1}{V_{bp}} \frac{V_2 - V_1}{T_2 - T_1},$$

где V_{bp} — объем жидкости в точке кипения.

2. Данные [12] рассчитаны по уравнению q_{pu}/K .

Таблица 2. Свойства этана

CH_3CH_3
 $M = 30,068$
 $T_b = 184,52$
 $T_m = 89,88$
 $T_c = 305,5$
 $P_c = 4913$
 $\rho_c = 212$

T_{sat} p_{sat}	184,52 101	200 217	210 334	230 700	240 968	260 1712	270 2208	280 2801	290 3510	300 4365	[1]
ρ_l	546,45	529,10	516,79	489,71	474,60	440,14	419,81	396,35	364,56	316,25	[1]
ρ_g	2,04	4,09	6,21	12,75	17,56	31,65	42,03	55,96	77,10	119,18	[1]
h_l	399,52	437,50	462,53	415,34	541,41	598,79	629,79	663,10	700,28	753,08	[1]
h_g	889,19	903,74	912,82	929,18	935,72	943,27	943,23	941,14	930,10	892,31	[1]
$\Delta h_{g,l}$	489,67	466,24	450,29	414,84	394,31	344,48	313,44	278,04	229,82	139,23	[1]
$c_{p,l}$	2,42	2,48	2,54	2,66	2,70	3,00	3,18	3,42	3,80		[3, 5]
$c_{p,g}$	1,40	1,48	1,54	1,70	1,79	2,13	2,42	2,94	3,31	9,51	[11]
η_l	168	139	124	99,4	88,8	70,8	61,6	54,0	46,0	36,1	[4]
η_g	6,00	6,59	7,03	7,89	8,42	9,85	10,9	12,1	14,2	19,0	[4, 15]
λ_l	157	146	140	126	117	99,2	92,1	83,9	76,0	67,4	[7]
λ_g	8,6	10,3	11,5	14,1	15,5	18,6	20,7	22,8	26,1	32,0	[2, 14]
Pr_l	2,59	2,37	2,26	2,10	2,05	2,14	2,12	2,2	2,23		[12]
Pr_g	0,98	0,95	0,94	0,95	0,97	1,13	1,27	1,56	1,80	5,64	[12]
σ	15,86	13,28	11,71	8,51	6,85	4,28	3,14	2,00	1,14	0,43	[6]
$\beta_{e,l}$	2,01	2,31	2,58	3,32	3,80	5,46	6,67	9,40	15,9	96,2	[10]

Примечание. См. примечания 1, 2 к табл. 1.

Таблица 3. Свойства пропана

$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ $T_m = 85,47$ $\rho_c = 225$
 $\bar{M} = 44,094$ $T_c = 370,00$
 $T_b = 231,10$ $\rho_c = 4264$

T_{sat} p_{sat}	231,1 101	248,06 203	259,83 304	275,24 507	291,83 810	317,42 1520	330,70 2026	351,23 3039	359,61 3545	367,18 4052	[1]
ρ_l	582	562	549	528	504	460	434	381	347	300	[1]
ρ_g	2,42	4,63	6,77	11,0	17,5	33,9	47,1	80,4	104	150	[1]
h_l	421,2	459,7	485,2	522,5	563,1	631,8	672,8	745,7	781,7	829,0	[1]
h_g	847,4	866,7	879,2	895,6	911,0	929,5	937,4	942,4	934,9	915,6	[1]
Δh_g	426,2	407,0	394,0	373,1	347,9	297,7	264,6	196,7	153,2	86,6	[1]
$c_{p,l}$	2,24	2,32	2,38	2,47	2,58	2,78	3,27	4,27	6,62		[1, 3]
$c_{p,g}$	1,37	1,51	1,65	1,88	2,27	3,37	4,14	6,16	7,01	11,42	[1, 9, 11]
η_l	208,7	177,4	154,9	134,5	114,7	85,7	72,4	51,2	41,0	25,4	[4]
η_g	6,0	7,0	7,3	7,5	8,5	9,6	10,3	12,1	14,9	20,1	[4]
λ_l	134	124	117	108	99	84	76	64	59		[6]
λ_g	10,7	12,8	14,1	15,9	17,8	21,7	23,9	28,1	31,0	36,1	[2, 14]
Pr_l	3,49	3,26	3,15	3,08	2,99	2,84	3,07	3,41	4,60		[12]
Pr_g	0,77	0,83	0,85	0,89	1,08	1,49	1,78	2,65	3,37	6,36	[12]
σ	15,5	14,25	13,2	9,5	7,5	4,6	3,0	1,4	1,0	0,4	[6]
$\beta_{e,l}$	2,01	2,21	2,45	2,90	3,60	5,19	6,52	15,2	23,7		[10]

Примечание. См. примечания 1, 2 к табл. 1.

Таблица 4. Свойства диметилпропана (неопентана)

$\text{C}(\text{CH}_3)_4$ $T_m = 256,58$ $\rho_c = 238$
 $\bar{M} = 72,15$ $T_c = 433,78$
 $T_b = 282,65$ $\rho_c = 3196$

T_{sat} p_{sat}	282,65 101,3	305 215	320 362	335 482	350 676	365 945	380 1280	395 1700	410 2200	433,78 3196	[1]
ρ_l	603	575	558	543	519	497	472	443	407	238	[51]
ρ_g	3,28	6,38	9,91	14,5	20,7	29,0	40,2	55,8	79,1	238	[51, 62]
h_l	—111	—50	—25	13	51	91	128	175	221	329	[67]
h_g	204	237	260	282	305	327	347	366	379	329	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	315	297	284	269	254	236	219	191	158		[51]
$c_{p,l}$	2,14	2,27	2,37	2,48	2,63	2,77	2,96	3,20	3,59		[70]
$c_{p,g}$	1,65	1,80	1,91	2,03	2,16	2,32	2,53	2,85	3,51		[63, 62]
η_l	280	211	169	140	112	94	82	69	61	36	[71, 33]
η_g	6,89	7,44	7,88	8,27	8,73	9,25	9,87	10,3	11,8	36	[9, 51, 14]
λ_l	90	84	80	76	72	67	63	58	54	42	[34, 51, 22]
λ_g	13,2	15,0	16,3	18,0	19,8	21,6	24,2	26,6	30,8	42	[51, 22]
Pr_l	6,66	5,70	5,01	4,57	4,09	3,89	3,85	3,81	4,06		[12]
Pr_g	0,86	0,89	0,92	0,93	0,95	0,99	1,03	1,10	1,34		[12]
σ	12,9	10,6	9,11	7,67	6,27	4,93	3,65	2,45	1,34		[23]
$\beta_{e,l}$	1,80	2,11	2,38	2,72	3,18	3,83	4,81	6,47	9,99		[10]

Примечания: 1. См. примечания 1, 2 к табл. 1.

2. Данные [67] получены вычитанием теплоты испарения из энтальпии пара.

Таблица 5. Свойства изобутана

$(\text{CH}_3)_2\text{CHCH}_3$ $T_m = 113,55$ $\rho_c = 221$
 $\bar{M} = 58,12$ $T_c = 408,1$
 $T_b = 261,4$ $\rho_c = 3647$

T_{sat} p_{sat}	261,4 101,3	285 233	300 355	315 553	330 805	345 1132	360 1540	375 2066	390 2697	408,1 3647	[1]
ρ_l	594	567	550	529	508	485	455	422	377	221	[1]
ρ_g	2,87	6,33	9,81	14,6	21,2	30,0	42,2	59,7	87,3	221	[1]
h_l	232,5	286,1	323,3	360,5	397,7	437,3	481,5	528,0	574,5	697,8	[15]
h_g	597,8	623,4	646,6	667,6	686,2	704,8	721,1	737,3	744,3	697,8	[15]
$\Delta h_{g,l}$	365,2	337,3	323,3	307,1	288,5	267,5	239,6	209,3	169,8		[15]
$c_{p,l}$	2,12	2,34	2,45	2,56	2,68	2,79	2,95	3,16	3,59		[55, 58]
$c_{p,g}$	1,53	1,69	1,81	1,94	2,09	2,28	2,55	3,00	4,18		[63, 62]
η_l	240	190	145	116	101	86	74	61	44	34	[71, 33]
η_g	6,7	7,4	8,0	8,6	9,1	9,7	10,4	11,3	12,9	34	[1, 14]
λ_l	100	92	87	83	80	77	73	68	61	42,4	[34]
λ_g	11,6	14,4	16,3	18,3	20,4	22,7	25,2	27,9	31,2	42,4	[64, 22]
Pr_l	5,09	4,83	4,08	3,58	3,38	3,12	2,99	2,83	2,59		[12]
Pr_g	0,88	0,88	0,89	0,91	0,93	0,97	1,05	1,22	1,73		[12]
σ	14,1	11,4	9,7	8,1	6,5	5,0	3,6	2,3	1,1		[65]
$\beta_{e,l}$	1,87	2,22	2,52	2,91	3,44	4,20	5,40	7,56	12,8		[10]

Примечания: 1. См. примечания 1, 2 к табл. 1.

2. Данные [55] рассчитаны по эмпирическому уравнению для энтальпии жидкости, представляющему собой полином четвертого порядка, и с помощью соотношения $C_S = \Delta H_L / \Delta T$.

Таблица 6. Свойства *n*-бутана

$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$ $T_m = 134,82$ $\rho_c = 225,3$
 $\bar{M} = 58,12$ $T_c = 425,16$
 $T_b = 272,66$ $\rho_c = 3796$

T_{sat} p_{sat}	273,15 103	289 184	305 304	321 469	337 706	353 1023	369 1526	385 1925	405 2739	425,16 3797	[56]
ρ_l	603	587	571	551	529	504	475	441	388	225,3	[46]
ρ_g	2,81	4,81	7,53	11,6	17,4	25,1	35,6	51,3	80,7	225,3	[56]
h_l	—1194	—1158	—1121	—1081	—1040	—997	—945	—896	—821	—665	[56]
h_g	—809	—789	—769	—747	—725	—706	—681	—663	—648	—665	[56]
$\Delta h_{g,l}$	385	369	352	334	315	291	264	233	173		[46]
$c_{p,l}$	2,34	2,47	2,59	2,68	2,80	2,95	3,11	3,36	3,80		[46]
$c_{p,g}$	1,67	1,76	1,88	2,00	2,15	2,33	2,62	3,03	4,76		[56]
η_l	206	179	154	131	112	95	80	65	51		[4]
η_g	7,35	7,81	8,32	8,87	9,44	10,20	11,25	12,77	16,30		[4]
λ_l	114,6	109,8	104,9	100,1	95,1	90,4	85,5	80,7	74,6	48,7	[2]
λ_g	13,69	15,19	16,82	18,57	20,47	22,49	24,69	27,24	31,2	48,7	[2]
Pr_l	4,20	4,02	3,80	3,51	3,30	3,11	2,89	2,72	2,59		[12]
Pr_g	0,90	0,90	0,93	0,96	1,00	1,06	1,19	1,42	2,48		[12]
σ	14,8	12,8	11,0	9,10	7,29	5,54	4,03	2,75	1,34		[46]
$\beta_{e,l}$	1,73	2,01	2,37	2,80	3,45	4,31	7,31	9,87	10,0		[10]

Примечание. См. примечания 1, 2 к табл. 1.

Таблица 7. Свойства изопентана

$(\text{CH}_3)_2\text{C}(\text{CH}_3)_2$ $T_m = 113,25$ $\rho_c = 236$
 $\bar{M} = 72,146$ $T_c = 460,4$
 $T_b = 301,0$ $\rho_c = 3380$

T_{sat} p_{sat}	301,0 101,3	325 217	340 328	355 476	370 667	385 913	400 1222	415 1603	430 2070	460,4 3380	[1]
ρ_l	613	586	569	552	532	511	488	461	428	236	[1]
ρ_g	3,07	6,30	9,41	13,5	18,9	26,2	36,0	49,3	68,3	236	[1]
h_l	290,8	348,9	383,8	423,3	465,2	504,7	546,6	588,5	639,7	790,8	[15]
h_g	632,7	669,9	693,1	716,4	739,7	765,3	783,9	807,1	825,7	790,8	[15]
Δh_g	341,9	321,0	309,3	293,1	274,5	260,6	237,3	218,6	186,0		[15]
$c_{p,l}$	2,29	2,43	2,53	2,62	2,71	2,80	2,91	3,05	3,24		[55, 58]
$c_{p,g}$	1,72	1,86	1,96	2,08	2,20	2,34	2,54	2,81	3,28		[1, 62]
η_l	201	163	146	126	111	97	84	71	60		[71, 33]
η_g	7,4	8,0	8,5	9,0	9,5	9,9	10,5	11,2	12,2		[15, 14]
λ_l	103	95	91	87	84	80	75	70	63	48,3	[34, 22]
λ_g	14,7	17,4	19,3	21,5	23,4	25,0	27,6	29,4	33,4	48,3	[15, 46, 22]
Pr_l	4,47	4,17	4,06	3,79	3,58	3,40	3,22	3,05	2,99		[12]
Pr_g	0,87	0,86	0,86	0,87	0,89	0,93	0,97	1,07	1,20		[12]
σ	14,0	11,5	9,9	8,4	7,0	5,6	4,3	3,0	1,9		[65]
$\beta_{e,l}$	1,73	2,03	2,27	2,58	2,99	3,54	4,36	5,66	8,10		[10]

Примечание. См. примечания 1, 2 к табл. 5.

Таблица 8. Свойства *n*-пентана

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_3\text{CH}_3$ $T_m = 143,4$ $\rho_c = 273,3$
 $\bar{M} = 72,151$ $T_c = 469,6$
 $T_b = 309,2$ $\rho_c = 3369$

T_{sat} p_{sat}	309,2 101,3	335 227	350 341	365 492	380 688	395 935	410 1249	425 1634	440 2103	469,6 3370	[1]
ρ_l	610,2	582,9	566,0	548,0	528,9	507,9	484,1	456,5	423,5	280,9	[1]
ρ_g	3,00	6,36	9,41	13,51	18,99	26,11	36,21	49,73	68,96	184,1	[1]
h_l	319,8	383,8	423,3	458,2	504,7	546,6	588,5	637,3	686,2	846,7	[15]
h_g	678,0	721,1	744,3	767,6	790,8	814,1	837,4	855,9	876,9	846,7	[15]
$\Delta h_{g,l}$	358,2	337,3	321,0	309,4	286,1	267,5	248,9	218,6	190,7		[15]
$c_{p,l}$	2,34	2,52	2,62	2,72	2,82	2,94	3,06	3,20	3,44		[55, 58]
$c_{p,g}$	1,79	1,96	2,05	2,16	2,28	2,48	2,66	2,96	3,37		[46, 20]
η_l	196	159	140	123	108	95	83	72	60		[1]
η_g	6,9	7,6	8,1	8,5	9,0	9,5	10,2	11,1	12,4		[1]
λ_l	107	98	93	88	83	79	75	71	69	47	[46]
λ_g	16,7	19,3	21,0	22,8	24,8	26,7	29,0	31,7	34,9	47	[46]
Pr_l	4,29	4,09	3,94	3,80	3,67	3,53	3,36	3,16	2,84		[12]
Pr_g	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,88	0,94	1,03	1,19		[12]
σ	14,3	11,3	9,7	8,1	6,7	5,2	3,8	2,8	1,6		[51]
$\beta_{e,l}$	1,40	1,93	2,21	2,52	2,92	3,54	4,48	5,95	15,5		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 5.

Таблица 9. Свойства *n*-гексана

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_4\text{CH}_3$ $T_m = 177,83$ $\rho_c = 232,8$
 $M = 86,178$ $T_c = 507,44$
 $T_b = 341,88$ $\rho_c = 3031$

T_{sat} p_{sat}	341,88 101,3	370 228	385 331	400 465	415 638	430 854	445 1124	460 1457	475 1859	507,44 3031	[1]
ρ_l	613	585	568	551	532	511	488	463	432	233	[1]
ρ_g	3,3	7,0	10,0	14,1	19,5	26,7	34,7	48,6	66,2	233	[1]
h_l	395,4	465,2	507,1	546,6	586,2	632,7	676,9	725,7	774,6	930,4	[15]
h_g	728,0	776,9	802,5	830,4	856,0	879,2	907,1	930,4	953,7	930,4	[15]
$\Delta h_{g,l}$	332,6	311,7	295,4	283,8	269,8	246,5	230,2	204,7	179,1		[15]
$c_{p,l}$	2,39	2,58	2,68	2,78	2,89	3,00	3,12	3,26	3,46		[55, 58]
$c_{p,g}$	1,91	2,07	2,18	2,28	2,39	2,51	2,66	2,92	3,32		[46]
η_l	202,2	158,9	145,7	128,5	113,6	99,9	87,4	75,6	64,3		[1]
η_g	7,3	7,9	8,4	8,8	9,4	10,1	10,9	11,9	13,3		[1]
λ_l	100,4	91,0	87	82	78	74,5	67,8	63,0	56,0	49,8	[15, 46]
λ_g	16,7	18,8	20,4	22,4	24,2	26,2	28,5	30,4	33,8	49,8	[46]
Pr_l	4,81	4,51	4,49	4,36	4,19	4,01	3,99	3,83	3,97		[12]
Pr_g	0,83	0,87	0,91	0,91	0,92	0,97	1,02	1,14	1,31		[12]
σ	13,33	10,57	9,13	7,71	6,35	5,02	3,78	2,66	1,63		[1]
$\beta_{e,l}$	1,28	1,86	2,17	2,46	2,88	3,41	4,14	5,41	20,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 5.

Таблица 10. Свойства *n*-гептана

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_5\text{CH}_3$ $T_m = 182,6$ $\rho_c = 234,1$
 $M = 100,198$ $T_c = 540,61$
 $T_b = 371,6$ $\rho_c = 2736$

T_{sat} p_{sat}	371,6 101,3	380 130	400 219	420 349	440 529	460 721	480 1094	500 1513	520 2046	540,6 2736	[1]
ρ_l	614	606	585	563	540	512	484	448	397	234	[1]
ρ_g	3,46	4,36	7,23	11,5	17,4	25,6	37,8	56,5	88,3	234	[1]
h_l	453,6	474,5	530,3	586,2	639,7	702,5	760,6	825,7	895,5	1004,8	[15]
h_g	765,3	786,2	823,4	860,6	897,8	937,4	972,3	1009,5	1035,1	1004,8	[15]
$\Delta h_{g,l}$	311,7	311,7	293,1	274,4	258,1	234,9	211,7	183,8	139,6		[15]
$c_{p,l}$	2,57	2,61	2,72	2,82	2,93	3,03	3,19	3,39	3,85		[55]
$c_{p,g}$	1,98	2,01	2,15	2,26	2,41	2,51	2,72	3,05	3,60		[46]
η_l	201	186	159	135	115	97	82	67	54	41	[1]
η_g	7,3	7,7	8,3	9,0	9,7	10,7	12,1	14,0	17,6	41	[1]
λ_l	98,0	95,5	88,8	82,9	76,1	69,9	61,1	52,0	41,8		[46, 61]
λ_g	18,0	18,4	20,1	22,6	24,9	27,7	29,9	33,0	36,0		[46]
Pr_l	5,27	5,08	4,87	4,59	4,43	4,27	4,28	4,37	4,97		[12]
Pr_g	0,80	0,84	0,89	0,90	0,94	0,97	1,10	1,29	1,76		[12]
σ	12,6	11,8	10,0	8,3	6,6	5,1	3,6	2,2	0,8		[1]
$\beta_{e,l}$	1,6	1,7	1,90	2,2	2,7	3,2	4,2	6,8	24,5		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 5.

Таблица 11. Свойства *n*-октана

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_6\text{CH}_3$ $T_m = 216,35$ $\rho_c = 232$
 $\bar{M} = 114,224$ $T_c = 568,8$
 $T_b = 398,8$ $\rho_c = 2486$

T_{sat} p_{sat}	398,8 101,3	415 156	435 252	455 386	475 569	495 809	515 1127	535 1535	555 2052	568,8 2486	[1]
ρ_l	611	595	575	553	529	502	470	432	373	232	[1]
ρ_g	3,80	5,67	8,98	13,7	20,4	29,9	44,0	65,0	105	232	[1]
h_l	514,1	558,2	609,4	667,6	725,7	786,2	851,3	921,1	990,9	1088,6	[15]
h_g	814,1	844,3	883,9	923,4	965,3	1004,8	1046,7	1081,6	1109,5	1088,6	[15]
$\Delta h_{g,l}$	300,0	286,1	274,5	255,8	239,6	218,6	195,4	160,5	118,6		[15]
$c_{p,l}$	2,50	2,61	2,74	2,89	3,03	3,18	3,36	3,60	4,23		[55, 58]
$c_{p,g}$	2,11	2,19	2,30	2,42	2,56	2,73	2,96	3,30	4,80		[46, 62]
η_l	203	174	149	126	107	91	75	61	48		[1]
η_g	7,4	7,9	8,5	9,2	10,0	11,1	12,5	14,7	19,4		[1, 14]
λ_l	98	93	88	83	78	73	68	62	56	47,7	[15, 46]
λ_g	18,4	20,3	22,5	24,3	26,7	29,1	31,6	34,4	38,6	47,7	[15, 46, 22]
Pr_l	5,18	4,88	4,64	4,39	4,16	3,96	3,71	3,54	3,63		[12]
Pr_g	0,85	0,85	0,87	0,92	0,96	1,04	1,21	1,41	2,41		[12]
σ	11,9	10,5	8,9	7,3	5,8	4,4	2,9	1,8	0,55		[1]
$\beta_{e,l}$	1,62	1,79	2,05	2,39	2,88	3,60	4,82	6,96	15,9		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 5.

Таблица 12. Свойства *n*-нонана

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_7\text{CH}_3$ $T_m = 219,7$ $\rho_c = 234$
 $\bar{M} = 128,26$ $T_c = 594,63$
 $T_b = 423,97$ $\rho_c = 2289$

T_{sat} p_{sat}	423,97 101,3	435 134	455 214	475 338	495 496	515 717	535 965	555 1320	575 1750	594,63 2289	[15, 76]
ρ_l	614	602	581	560	535	510	479	444	394	234	[15]
ρ_g	3,94	5,18	8,22	12,6	18,7	27,3	39,6	58,0	89,8	234	[62]
h_l	195	226	282	340	402	464	529	594	664	754	[67]
h_g	490	513	555	598	640	683	724	762	792	754	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	295	287	273	258	238	219	195	168	128		[15]
$c_{p,l}$	2,72	2,77	2,87	2,97	3,10	3,23	3,38	3,59	4,00		[70]
$c_{p,g}$	2,24	2,30	2,40	2,51	2,63	2,77	2,95	3,25	4,05		[63, 62]
η_l	213	177	153	132	112	94	78	63	50		[1, 71]
η_g	7,4	7,6	7,9	8,3	8,7	9,1	9,7	10,6	12,2		[15, 14]
λ_l	95	92	87	82	77	72	66	60	55	49	[34, 68, 22]
λ_g	20,8	22,0	24,1	26,4	28,7	31,2	33,8	36,6	40,0	49	[68, 22]
Pr_l	6,10	5,33	5,04	4,78	4,51	4,22	3,99	3,77	3,64		[12]
Pr_g	0,80	0,79	0,79	0,79	0,80	0,81	0,85	0,94	1,24		[12]
σ	11,3	10,4	8,86	7,33	5,86	4,46	3,13	1,90	1,81		[23]
$\beta_{e,l}$	1,60	1,71	1,94	2,27	2,70	3,33	4,36	6,31	11,7		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 13. Свойства *n*-декана

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_8\text{CH}_3$ $T_m = 243,51$ $\rho_c = 235,9$
 $\bar{M} = 142,3$ $T_c = 617,6$
 $T_b = 447,4$ $p_c = 2096$

T_{sat} p_{sat}	447,31 101,3	460 141	480 227	500 329	520 479	540 675	560 927	580 1250	600 1650	617,6 2096	[15, 76]
ρ_l	621	608	588	564	538	513	479	445	392	235,9	[15]
ρ_g	4,13	5,60	8,73	13,2	19,4	28,1	40,7	59,6	93,1	235,9	[62]
h_l	265	299	357	416	476	538	603	673	743	824	[67]
h_g	542	569	613	658	702	746	789	829	859	824	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	277	270	256	242	226	208	186	156	116		[15]
$c_{p,l}$	2,79	2,85	2,94	3,06	3,16	3,29	3,44	3,65	4,06		[70]
$c_{p,g}$	2,33	2,39	2,49	2,59	2,71	2,85	3,03	3,33	4,20		[63, 62]
η_l	205	180	149	127	108	91	75	61	48		[71, 33]
η_g	8,1	8,3	8,7	9,1	9,6	10,1	10,7	11,6	13,3		[64, 14]
λ_l	91	88	83	78	73	68	63	58	54	49	[34, 68, 22]
λ_g	21,8	23,1	25,3	27,5	29,8	32,1	34,7	37,5	40,9	49	[68, 22]
Pr_l	6,29	5,83	5,28	4,98	4,68	4,40	4,10	3,84	3,61		[12]
Pr_g	0,87	0,86	0,86	0,86	0,87	0,90	0,93	1,03	1,37		[12]
σ	10,64	9,68	8,20	6,77	5,39	4,07	2,83	1,68	0,67		[23]
$\beta_{e,l}$	1,61	1,70	1,99	2,30	2,71	3,41	4,58	6,60	12,8		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 14. Свойства циклопентана

$\text{CH}_2(\text{CH}_2\text{CH}_2)_2$ $T_m = 179,25$ $\rho_c = 272$
 $\bar{M} = 70,135$ $T_c = 511,8$
 $T_b = 322,45$ $p_c = 4508$

T_{sat} p_{sat}	322,4 101,3	350 239	370 406	390 642	410 948	430 1309	450 1861	470 2742	490 3562	511,8 4508	[47]
ρ_l	706	680	656	635	607	577	547	505	455	272	[47]
ρ_g	10,8	20,0	36,3	52,1	69,2	97,5	117	141	176	272	[60]
h_l	—288,7	—217,3	—179,4	—155,3	—92,8	—44,2	—3,8	62,2	127,4	227,1	[67]
h_g	104,9	138,6	163,9	189,6	215,4	240,5	264,1	284,1	294,9	227,1	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	393,6	355,9	343,3	334,9	318,2	284,7	267,9	221,9	167,5		[47]
$c_{p,l}$	1,92	2,05	2,12	2,22	2,37	2,53	2,73	3,04	3,78		[47, 71]
$c_{p,g}$	1,34	1,47	1,61	1,79	1,93	2,11	2,40	2,81	3,91		[47, 62]
η_l	320	255	200	160	128	109	92	76	58	43	[47, 33]
η_g	7,9	8,9	9,7	10,5	11,2	11,9	12,8	13,9	15,9	43	[47, 14]
λ_l	125	117	111	105	98	91	85	79	68	51,1	[7]
λ_g	16,3	18,5	20,8	23,2	25,7	28,4	31,3	34,8	39,0	51,1	[47, 22]
Pr_l	4,92	4,47	3,82	3,38	3,10	3,03	2,95	2,92	3,22		[12]
Pr_g	0,65	0,71	0,75	0,81	0,84	0,88	0,98	1,12	1,59		[12]
σ	18,6	15,1	13,0	11,1	8,7	6,6	4,7	2,9	1,3		[47, 65]
$\beta_{e,l}$	1,49	1,75	1,99	2,30	2,73	3,36	4,36	6,22	11,05		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 15. Свойства циклогексана

$\text{CH}_2 (\text{CH}_2\text{CH}_2)_2 \text{CH}_2$ $T_m = 279,7$ $\rho_c = 273$
 $M = 84,132$ $T_c = 554,15$
 $T_b = 353,87$ $p_c = 4075$

T_{sat} p_{sat}	353,87 101,3	360 124	385 234	410 414	435 689	460 1069	485 1586	510 2275	535 3723	554,15 4075	[47]
ρ_l	715	710	685	660	630	590	555	510	445	273	[47]
ρ_g	3,02	3,75	6,76	11,6	18,9	29,0	42,9	64,6	144	273	[60]
h_l	314,0	325,6	379,1	434,9	500,1	558,2	628,0	707,1	790,8	895,5	[15]
h_g	674,2	681,34	717,2	751,9	791,5	820,44	859,8	902,1	933,0	895,5	[15]
$\Delta h_{g,l}$	360,2	355,7	338,1	316,9	291,4	262,2	231,8	195,0	142,2		[47]
$c_{p,l}$	1,84	1,86	1,93	1,99	2,07	2,13	2,23	2,49	2,82		[5]
$c_{p,g}$	1,60	1,64	1,79	1,95	2,15	2,36	2,57	3,11	7,05		[63, 20]
η_l	400	370	280	230	190	160	135	115	95,0	54,0	[87, 88]
η_g	8,60	8,71	9,44	10,18	10,72	11,58	12,33	13,56	17,73	54,0	[43]
λ_l	102	100	92,6	86,5	77,9	69,2	60,6	56,5	48,3	57,9	[34, 25]
λ_g	16,5	17,4	20,1	22,9	26,0	30,4	36,1	39,4	45,9	57,9	[86]
Pr_l	7,21	6,88	5,83	5,29	5,05	4,92	4,96	5,07	5,55		[12]
Pr_g	0,83	0,82	0,84	0,87	0,87	0,90	0,88	1,07	2,72		[12]
σ	18,0	17,2	13,0	11,0	8,1	5,2	2,0	1,5	0,5		[89]
$\beta_{e,l}$	1,10	1,30	1,48	1,70	2,31	2,50	3,05	4,89	15,8		[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 1.
 2. В [60] расчет произведен по формуле $Z = Z^0(T_v, p_v) + wZ'(T_r, p_r)$.

Таблица 16. Свойства бензола

C_6H_6 $T_m = 278,7$ $\rho_c = 301,6$
 $M = 78,108$ $T_c = 562,6$
 $T_b = 353,25$ $p_c = 4924$

T_{sat} p_{sat}	353,3 101,3	375 191	400 354	425 607	450 975	475 1484	500 2166	525 3060	550 4218	562,6 4924	[11]
ρ_l	823	798	767	735	699	660	615	559	475	304	[1]
ρ_g	2,74	4,90	8,87	14,8	23,6	36,1	54,2	82,0	133	304	[1]
h_l	—154,3	—113,0	—62,1	—8,9	47,5	106,8	169,7	238,6	322,8	432,6	[1]
h_g	243,4	270,3	302,1	334,8	367,9	400,7	432,3	460,4	478,5	432,6	[1]
$\Delta h_{g,l}$	397,7	383,3	364,2	343,7	320,4	293,9	262,6	221,8	155,7		[1]
$c_{p,l}$	1,88	1,98	2,08	2,20	2,32	2,45	2,60	2,83			[1]
$c_{p,g}$	1,29	1,40	1,53	1,67	1,81	2,01	2,32	2,73			[4, 20]
η_l	321	258	205	166	138	116	97,9	80,7	59,6		[1]
η_g	9,26	9,87	10,7	11,5	12,5	13,7	15,0	16,8	19,1		[1]
λ_l	131	126	119	112	106	100	93,5	87,1	77,4	62,6	[2]
λ_g	14,8	17,1	19,8	23,0	26,7	31,0	35,7	41,1	50,2	62,6	[2, 22]
Pr_l	4,61	4,05	3,58	3,26	3,02	2,84	2,75	2,62			[12]
Pr_g	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,89	0,97	1,12			[12]
σ	21,2	18,5	15,5	12,7	9,89	7,26	4,80	2,55	0,65		[6]
$\beta_{e,l}$	1,15	1,37	1,67	2,02	2,49	3,13	4,32	6,98	16,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 17. Свойства толуола

$C_6H_5CH_3$ $T_m = 178,16$ $\rho_c = 290$
 $M = 92,134$ $T_c = 594$
 $T_b = 383,78$ $p_c = 4050$

T_{sat} p_{sat}	383,78 101,3	400 158	425 285	450 487	475 776	500 1230	525 1820	550 2570	575 3450	594,0 4050	[1]
ρ_l	778	760	733	702	670	632	590	541	469	290	[1, 77]
ρ_g	2,91	4,42	7,88	13,2	20,9	32,2	48,8	74,3	120,8	290	[62]
h_l	695	725	762	797	832	866	901	932	948	899	[15]
h_g	336	381	432	488	551	604	667	734	808	899	[15]
Δh_g	359	344	330	309	281	262	234	198	140		[15]
$c_{p,l}$	1,81	1,88	1,96	2,07	2,21	2,38	2,59	2,86	3,34		[5]
$c_{p,g}$	1,13	1,18	1,25	1,33	1,42	1,54	1,71	2,04	3,33		[63, 62]
η_l	251	220	183	153	134	118	104	92	82	50	[1, 25]
η_g	9,0	9,5	10,1	10,7	11,4	12,5	13,7	15,0	17,2	50	[1, 14]
λ_l	113	108	103	98	92	86	79	72	65	37,8	[1, 7]
λ_g	11,1	12,3	14,2	16,0	17,8	19,8	21,9	24,4	27,8	37,8	[64, 22]
Pr_l	4,02	3,83	3,48	3,23	3,22	3,27	3,41	3,65	4,21		[12]
Pr_g	0,92	0,91	0,89	0,89	0,91	0,97	1,07	1,25	2,06		[12]
σ	18,0	16,3	13,8	11,4	8,99	6,74	4,62	2,66	0,95		[65]
$\beta_{e,l}$	1,38	1,43	1,67	2,07	2,52	3,11	3,98	6,15	14,3		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 18. Свойства *m*-ксилола

$C_6H_4(CH_3)_2$ $T_m = 225,5$ $\rho_c = 283$
 $M = 106,168$ $T_c = 617,0$
 $T_b = 412,3$ $p_c = 3543$

T_{sat} p_{sat}	412 101,3	430 162	455 281	480 472	505 741	530 1121	555 1601	580 2264	605 3052	617 3543	[1, 15]
ρ_l	752	731	700	673	642	604	570	505	396	283	[47]
ρ_g	3,22	4,98	8,69	14,3	22,6	34,6	52,6	81,3	140	283	[62]
h_l	—34,6	—1,2	50,2	114,7	172,6	233,9	299,2	371,4	460,6	516,7	[67]
h_g	310,8	337,9	376,8	416,1	455,2	493,5	529,5	559,8	571,1	516,7	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	345,4	339,1	326,6	301,4	282,6	259,6	230,3	188,4	100,5		[47]
$c_{p,l}$	2,13	2,19	2,29	2,40	2,54	2,69	2,87	3,16	3,86		[70]
$c_{p,g}$	1,66	1,73	1,84	1,95	2,08	2,24	2,47	2,91	5,27		[63, 62]
η_l	232	207	182	158	135	112	90	71	55	54	[47, 33]
η_g	9,1	9,5	10,0	10,7	11,4	12,2	13,2	14,6	18,3	54	[47, 14]
λ_l	92	88	82	77	72	67	62	57	52	50	[47, 34]
λ_g	16,9	19,4	22,1	24,6	27,2	29,9	33,1	37,1	42,2	50	[47, 22]
Pr_l	5,38	5,18	5,08	4,92	4,76	4,54	4,17	3,94	4,08		[12]
Pr_g	0,89	0,85	0,83	0,85	0,87	0,91	0,99	1,15	2,29		[12]
σ	16,7	14,8	12,5	10,2	8,0	5,9	3,9	2,1	0,5		[47, 65]
$\beta_{e,l}$	1,38	1,50	1,73	2,04	2,47	3,14	4,29	6,83	18,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 19. Свойства *o*-ксилола

$C_8H_{10}(CH_3)_2$ $T_m = 248,0$ $\rho_c = 288$
 $\bar{M} = 106,168$ $T_c = 630,4$
 $T_b = 417,6$ $p_c = 3729$

T_{sat} p_{sat}	417,56 101,3	430 142	455 249	480 422	505 655	530 995	555 1420	580 2040	605 2750	630,4 3729	[1, 15]
ρ_l	764	751	725	696	666	632	594	549	489	288	[47]
ρ_g	3,17	4,31	7,54	12,5	19,6	30,0	45,1	67,8	107	288	[62]
h_l	6,5	30,4	83,2	145,0	201,7	263,7	331,0	400,6	476,9	581,2	[67]
h_g	349,9	369,5	409,8	450,5	491,4	531,7	570,5	605,8	631,8	581,2	[66, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	343,4	339,1	326,6	305,5	289,7	268,0	239,5	205,2	154,9		[47]
$c_{p,l}$	2,16	2,20	2,30	2,40	2,52	2,65	2,81	3,02	3,44		[70]
$c_{p,g}$	1,71	1,76	1,86	1,97	2,08	2,22	2,40	2,70	3,49		[63, 62]
η_l	253	231	197	171	147	124	102	82	65	55	[47, 33]
η_g	9,2	9,5	10,2	10,8	11,5	12,2	13,1	14,3	16,3	55	[47, 14]
λ_l	99	96	91	85	80	74	69	63	58	52	[47, 34]
λ_g	18,4	19,3	21,9	24,4	27,0	29,9	33,0	36,5	40,6	52	[47, 22]
Pr_l	5,51	5,28	5,00	4,83	4,65	4,43	4,14	3,92	3,87		[12]
Pr_g	0,86	0,87	0,87	0,88	0,89	0,91	0,95	1,06	1,40		[12]
σ	17,9	16,4	14,1	11,4	9,2	7,0	4,9	3,0	1,3		[47, 65]
$\beta_{e,l}$	1,31	1,39	1,59	1,85	2,20	2,71	3,54	5,11	9,36		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 20. Свойства *p*-ксилола

$C_8H_{10}(CH_3)_2$ $T_m = 286,4$ $\rho_c = 280$
 $\bar{M} = 106,168$ $T_c = 616,3$
 $T_b = 411,5$ $p_c = 3510$

T_{sat} p_{sat}	412 101,3	430 161	455 287	480 476	505 752	530 1120	555 1590	580 2270	605 3100	618 3510	[1]
ρ_l	753	734	706	676	643	607	565	513	432	280	[47]
ρ_g	3,23	5,08	8,83	14,5	22,8	34,9	52,9	81,8	142	280	[62]
h_l	—35,7	—2,4	49,7	113,8	171,4	232,3	297,2	368,9	466,7	514,0	[67]
h_g	309,7	337,7	376,3	415,2	454,0	491,9	527,5	557,3	567,2	514,0	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	345,4	339,1	326,6	301,4	282,6	259,6	230,3	188,4	100,5		[47]
$c_{p,l}$	2,11	2,18	2,27	2,39	2,52	2,67	2,86	3,15	3,88		[47, 70]
$c_{p,g}$	1,64	1,72	1,83	1,94	2,07	2,23	2,46	2,92	5,51		[63, 62]
η_l	232	205	176	155	132	109	89	70	54	53	[47, 33]
η_g	8,8	9,5	10,1	10,7	11,4	12,2	13,1	14,6	18,0	53	[47, 14]
λ_l	98	93	87	81	75	69	63	57	52	49	[47, 34]
λ_g	17,1	19,7	22,1	24,6	27,2	30,0	33,0	37,1	42,3	49	[47, 22]
Pr_l	5,00	4,81	4,59	4,57	4,44	4,22	4,04	3,87	4,03		[12]
Pr_g	0,84	1,83	0,84	0,84	0,87	0,91	0,98	1,15	2,34		[12]
σ	16,0	14,2	11,8	10,0	7,8	5,7	3,8	2,0	0,5		[47, 65]
$\beta_{e,l}$	1,57	1,74	1,83	1,97	2,62	3,03	4,87	12,3	42,7		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 21. Свойства этилбензола

$C_6H_5 \cdot C_2H_5$ $T_m = 178,1$ $\rho_c = 284$
 $\bar{M} = 106,2$ $T_c = 617,1$
 $T_b = 409,3$ $p_c = 3610$

T_{sat} p_{sat}	409,3 101,3	433 189	453 297	473 447	493 645	513 903	553 1640	573 2150	593 2770	613 3450	[15]
ρ_l	751	727	705	682	657	630	568	529	478	388	[15]
ρ_g	3,26	5,76	8,88	13,2	19,0	26,9	52,1	72,9	106	189	[62]
h_l	-42,8	9,0	53,3	101,6	159,3	207,9	306,7	368,2	427,8	481,6	[67]
h_g	298,8	335,6	367,3	399,3	431,4	463,3	524,4	550,8	570,2	557,0	[63, 62, 69]
Δh_g	341,6	326,6	314,0	297,7	272,1	255,4	217,7	192,6	142,4	75,4	[66]
$c_{p,l}$	1,98	2,04	2,11	2,19	2,28	2,38	2,63	2,85	3,22	4,20	[5]
$c_{p,g}$	1,67	1,77	1,86	1,95	2,05	2,16	2,48	2,78	3,52	17,5	[63, 62]
η_l	230	197	176	158	142	129	108	99	91	84	[25]
η_g	9,0	9,6	10,3	11,0	11,7	12,4	13,7	14,8	16,6	22,6	[26, 14]
λ_l	99	95	90	85	80	75	65	60	55	50	[7]
λ_g	16,9	19,4	21,5	23,6	25,9	28,2	33,2	36,1	39,5	45,8	[68, 22]
Pr_l	4,60	4,31	4,13	4,07	4,05	4,09	4,37	4,70	5,32	7,02	[12]
Pr_g	0,87	0,88	0,89	0,91	0,93	0,95	1,02	1,14	1,48	8,64	[12]
σ	16,6	14,5	12,5	10,5	8,8	7,1	3,9	2,5	1,2	0,23	[6]
$\beta_{e,l}$	1,35	1,52	1,70	1,93	2,23	2,64	4,14	5,80	9,88		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 22. Свойства ацетилена

$HC:HC$ $T_m = 192,2$ $\rho = 230$
 $\bar{M} = 26,036$ $T_c = 308,7$
 $T_b = 189,2$ $p_c = 6240$

T_{sat} p_{sat}	192,2 128	200 189	210 304	230 689	240 986	250 1370	270 2450	280 3190	290 4080	308,7 6240	[9]
ρ_l	617	606	590	556	538	519	473	445	411	231	[9]
ρ_g	2,16	3,11	4,86	10,8	15,6	22,1	41,0	54,0	73,2	231	[9]
h_l	-369,5	-351,8	-331,6	-271,6	-236,1	-202,0	-136,2	-100,5	-66,2	104,7	[9]
h_g	214,8	222,9	230,9	248,6	254,4	257,6	257,0	252,8	238,8	104,7	[9]
$\Delta h_{g,l}$	584,3	574,7	562,5	520,2	490,5	459,6	393,2	363,3	305,0		[9]
$c_{p,l}$	3,09	3,12	3,15	3,27	3,35	3,46	3,87	4,25	5,14		[13, 24]
$c_{p,g}$	1,47	1,51	1,59	1,80	1,93	2,14	2,64	2,93	3,39		[9]
η_l	169	156	146	127	116	99,6	79,9	66,9	56,9		[32, 33]
η_g	7,35	7,67	8,10	8,68	9,03	9,44	10,5	11,2	12,1		[38, 14]
λ_l	55,9	54,3	51,9	48,0	48,3	44,9	43,0	42,2	41,5		[34, 35]
λ_g	11,2	12,0	13,1	15,4	16,9	18,5	22,6	25,0	28,3		[3, 22]
Pr_l	9,34	8,96	8,86	8,65	8,39	7,68	7,19	6,75	7,04		[12]
Pr_g	0,96	0,97	0,98	1,01	1,03	1,09	1,23	1,31	1,45		[12]
σ	19,1	17,6	15,6	11,8	9,92	8,12	4,64	3,11	1,73		[27, 28]
$\beta_{e,l}$	2,21	2,45	2,79	3,56	4,02	4,73	7,28	8,97	15,6		[29]

Примечания: 1. См. примечание 2 к табл. 1.

2. Для экстраполяции экспериментальных данных, приведенных в [27], используется соотношение Маклеода, связывающее поверхностное натяжение с разностью плотностей жидкости и газа: $a^{1/4} [P] (\rho_L - \rho_V)$. Число Парашора $[P]$ определяется по экспериментальному графику зависимости $a^{1/4}$ от $(\rho_L - \rho_V)$.

3. Данные в [29] рассчитаны на основе данных о плотности жидкости по уравнению

$$P = \frac{1}{V_{mp}} \frac{V_2 - V_1}{T_2 - T_1},$$

где V_{mp} — объем жидкости в точке плавления.

Таблица 23. Свойства этилена

$\text{H}_2\text{C}:\text{CH}_2$ $T_m = 104$ $\rho_c = 220$
 $\bar{M} = 28,052$ $T_c = 282,65$
 $T_b = 169,43$ $\rho_c = 5060$

T_{sat} ρ_{sat}	169,43 101,3	183 213	193 341	203 518	213 755	223 1063	233 1453	243 1938	263 3240	281 4899	[9]
ρ_l	567,92	547,95	532,88	517,17	500,61	482,84	463,41	441,61	385,64	287,43	[9]
ρ_g	2,09	4,24	6,60	9,81	14,01	19,47	26,58	36,12	69,58	152,70	[9]
h_l	-662,49	-624,50	-600,49	-578,48	-552,50	-526,51	-498,48	-468,50	-396,51	-301,15	[9]
h_g	-179,97	-163,61	-155,64	-151,12	-145,06	-141,54	-140,04	-140,71	-152,62	-213,38	[9]
$\Delta h_{g,l}$	482,52	460,89	444,85	427,36	407,44	384,97	358,44	327,79	243,89	94,56	[9]
$c_{p,l}$	2,32	2,46	2,54	2,61	2,67	2,73	2,80	2,93	3,89		[9]
$c_{p,g}$	1,31	1,35	1,40	1,47	1,56	1,67	1,82	2,02	2,91		[9]
η_l	162,0	138,5	124,1	112,1	102,6	94,4	86,4	77,6	55,9	28,7	[4]
η_g	6,04	6,56	6,96	7,37	7,81	8,29	9,82	9,44	11,30	16,25	[9]
λ_l	192	178	168	158	147	137	126	116	94,7	77,0	[2]
λ_g	6,44	7,62	8,62	9,71	11,0	12,4	14,0	15,9	21,9		[9]
Pr_l	1,96	1,91	1,88	1,85	1,86	1,88	1,92	1,96	2,30		[12]
Pr_g	1,23	1,16	1,13	1,11	1,10	1,11	1,14	1,20	1,50		[12]
σ	16,46	13,99	12,23	10,52	8,88	7,29	5,78	4,35	1,80	0,16	[6]
$\beta_{e,l}$	2,52	2,83	3,12	3,47	3,88	4,50	5,40	6,70	10,4		[10]

Примечание. См. примечания к табл. I.

Таблица 24. Свойства пропилена

$\text{CH}_3\text{CH}:\text{CH}_2$ $T_m = 87,9$ $\rho_c = 233$
 $\bar{M} = 42,078$ $T_c = 364,8$
 $T_b = 225,45$ $\rho_c = 4610$

T_{sat} ρ_{sat}	225,45 101,3	240 187	255 333	270 530	285 820	300 1210	315 1710	330 2410	345 3190	365 4610	[1]
ρ_l	611	587	575	556	535	509	481	443	390	233	[46]
ρ_g	2,15	3,93	6,68	10,70	16,4	24,4	35,6	51,7	77,2	233	[62]
h_l	-309,0	-273,7	-237,3	-199,8	-161,2	-121,3	-79,8	-36,2	10,4	119,5	[67]
h_g	130,2	150,0	164,8	182,3	196,3	212,0	229,7	220,2	210,5	119,5	[46, 62, 69]
Δh_g	439,2	423,7	402,1	382,1	357,5	333,3	309,5	256,4	220,9		[1]
$c_{p,l}$	2,39	2,45	2,55	2,64	2,72	2,85	3,10	3,40	3,77		[46]
$c_{p,g}$	1,31	1,40	1,49	1,62	1,78	1,96	2,23	2,62	3,71		[46]
η_l	151	132	108	101	99,2	90,3	80,9	78,7	61,1	32	[46]
η_g	6,62	7,14	7,53	8,04	8,74	9,26	10,1	11,4	12,7	32	[46]
λ_l	119	111	104	98,6	93,6	90,9	88,0	83,3	76,1	49,3	[34]
λ_g	9,52	11,2	13,0	14,9	17,1	19,4	22,2	25,4	29,6	49,3	[68, 22]
Pr_l	3,03	2,91	2,65	2,70	2,88	2,83	2,85	3,21	3,03		[12]
Pr_g	0,91	0,89	0,86	0,87	0,91	0,94	1,01	1,18	1,69		[12]
σ	16,5	14,7	12,6	10,5	8,7	6,5	5,1	3,4	2,0		[46]
$\beta_{e,l}$	1,99	2,22	2,52	2,90	3,42	4,17	5,32	7,38	12,2		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 25. Свойства 1,2-бутадиена

$\text{CH}_3\text{CH}:\text{C}:\text{CH}_2$ $T_m = 137,0$ $\rho_c = 246,8$
 $\bar{M} = 54,09$ $T_c = 443,7$
 $T_b = 284,0$ $p_c = 4500$

T_{sat} p_{sat}	284,0 101,3	300 189	315 265	330 445	345 661	360 945	375 1310	390 1770	400 2140	443,7 4500	[46, 76]
ρ_l	651	643	625	605	585	563	537	507	485	246,8	[46]
ρ_g	2,32	4,04	6,43	9,80	14,4	20,7	29,2	40,7	50,8	246,8	[62]
h_l	—197	—166	—131	—94	—57	—19	19	61	88	255	[67]
h_g	237	257	275	293	311	327	341	354	359	255	[46, 62, 69]
Δh_g	434	423	406	387	368	346	322	293	271		[46]
$c_{p,l}$	2,20	2,24	2,30	2,41	2,49	2,60	2,72	2,87	3,01		[46]
$c_{p,g}$	1,48	1,56	1,65	1,75	1,87	2,01	2,18	2,43	2,68		[46, 62]
η_l	200	185	170	150	134	116	100	85	76	43	[46, 33]
η_g	7,40	7,78	8,27	8,76	9,26	9,77	10,4	11,0	11,5	43	[46, 14]
λ_l	126	119	113	107	102	98	93	88	82	49	[34]
λ_g	12,5	14,1	15,8	17,5	19,3	21,2	23,3	25,6	27,3	49	[68, 22]
Pr_l	3,62	3,48	3,46	3,38	3,27	3,08	2,92	2,77	2,79		[12]
Pr_g	0,88	0,86	0,86	0,88	0,90	0,93	0,97	1,04	1,13		[12]
σ	18,0	15,7	13,9	12,1	10,4	8,65	7,00	5,30	4,10		[46]
$\beta_{e,l}$	1,71	1,89	2,10	2,35	2,66	3,77	4,11	4,85	5,74		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 26. Свойства 1,3-бутадиена

$\text{CH}_2:\text{CHCH}:\text{CH}_2$ $T_m = 164,24$ $\rho_c = 245$
 $\bar{M} = 54,088$ $T_c = 425,15$
 $T_b = 268,69$ $p_c = 4330$

T_{sat} p_{sat}	268,69 101,3	285 184	300 298	315 458	330 676	350 1080	370 1630	390 2370	410 3350	425,15 4330	[1]
ρ_l	650	631	612	593	572	541	507	464	405	245	[1]
ρ_g	2,53	4,41	6,97	10,5	15,5	26,7	38,7	53,5	101	245	[1]
h_l	493,3	529,0	563,0	598,4	635,0	686,5	741,5	800,1	867,5		[1]
h_g	908,7	928,4	946,4	964,4	981,7	1003,8	1023,2	1038,3	1041,4		[1]
Δh_g	415,4	399,4	383,4	366,0	346,7	317,3	281,7	238,2	173,9		[1]
$c_{p,l}$	2,14	2,22	2,29	2,37	2,47	2,63	2,81	3,03	3,28		[1, 5]
$c_{p,g}$	1,42	1,53	1,63	1,74	1,87	2,07	2,35	2,92	4,54		[30, 20]
η_l	200	164	138	117	99,5	84,3	71,3	61,7	53,4		[1, 25]
η_g	7,57	8,43	8,91	9,41	9,94	10,7	11,6	12,6	15,0		[26, 14]
λ_l	126	117	110	103	95,6	86,6	78,0	69,8	62,0	53,7	[7]
λ_g	9,54	12,3	14,7	17,3	19,9	23,7	27,5	31,6	37,8	53,7	[31, 22]
Pr_l	3,40	3,11	2,87	2,69	2,57	2,56	2,57	2,68	2,83		[12]
Pr_g	1,13	1,05	0,99	0,95	0,93	0,93	1,02	1,16	1,30		[12]
σ	16,6	14,5	12,7	10,9	9,12	6,86	4,73	2,75	1,00		[6]
$\beta_{e,l}$	1,79	1,98	2,20	2,45	2,84	3,57	4,88	7,64	20,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 27. Свойства метанола

CH₃OH $T_m = 175,15$ $\rho_c = 275$
 $\tilde{M} = 32,00$ $T_c = 513,15$
 $T_b = 337,85$ $\rho_c = 7950$

T_{sat} ρ_{sat}	337,86 101,3	353,2 178,4	373,2 349,4	393,2 633,3	413,2 1076	433,2 1736	453,2 2678	473,2 3970	493,2 5675	511,7 7775	[1]
ρ_l	751,0	735,5	714,0	690,0	664,0	634,0	598,0	553,0	490,0	363,5	[1]
ρ_g	1,222	2,084	3,984	7,142	12,16	19,94	31,86	50,75	86,35	178,9	[1]
h_l	0,0	45	108	176	249	328	413	506			[84]
h_g	1101	1115	1130	1144	1171	1171	1169	1151			[104]
$\Delta h_{g,l}$	1101	1070	1022	968	922	843	756	645	482		[105]
$c_{p,l}$	2,88	3,03	3,26	3,52	3,80	4,11	4,45	4,81			[6]
$c_{p,g}$	1,55	1,61	1,69	1,83	1,99	2,20	2,56	3,65	5,40		[3]
η_l	326	271	214	170	136	109	88,3	71,6	58,3	41,6	[1, 20, 106]
η_g	11,1	11,6	12,4	13,1	14,0	14,9	16,0	17,4	20,1	26,0	[4, 21]
λ_l	191,4	187,0	181,3	178,5	170,0	164,0	158,7	153,0	147,3	142,0	[2]
λ_g	18,3	20,6	23,2	26,2	29,7	33,8	39,4	46,9	60,0	98,7	[2, 22, 107]
Pr_l	5,13	4,67	4,15	3,61	3,34	2,82	2,56	2,42			[12]
Pr_g	0,94	0,91	0,90	0,92	0,94	0,97	1,04	1,35	1,81		[12]
σ	18,75	17,5	15,7	13,6	11,5	9,3	6,9	4,5	2,1	0,09	[1]
$\beta_{e,l}$	0,42	1,20	1,69	2,00	2,49	3,15	4,21	6,40	17,2		[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 1.

2. Данные [84] рассчитаны путем интегрирования по температуре уравнения для теплоемкости, которое получено с помощью аппроксимации экспериментальных данных квадратным полиномом:

$$\Delta H = \int_{T_0}^T c_p dT,$$

где T_0 — нормальная температура кипения, а H при T_0 предполагается равным нулю. Для приведенных температур выше 0,8 погрешности могут быть существенными.

Таблица 28. Свойства этанола

CH₃CH₂OH $T_m = 158,65$ $\rho_c = 280$
 $\tilde{M} = 46,1$ $T_c = 516,25$
 $T_b = 351,45$ $\rho_c = 6390$

T_{sat} ρ_{sat}	351,45 101,3	373 226	393 429	413 753	433 1256	453 1960	473 2940	483 3560	503 5100	513 6020	[1]
ρ_l	757,0	733,7	709,0	680,3	648,5	610,5	564,0	537,6	466,2	420,3	[1]
ρ_g	1,435	3,175	5,841	10,25	17,15	27,65	44,40	56,85	101,1	160,2	[1, 62]
h_l	202,5	271,7	340,0	413,2	491,5	576,5	670,7	722,2	837,4	909,8	[1]
h_g	1165,5	1198,7	1225,5	1247,2	1264,4	1275,3	1269,0	1259,0	1224,6	1190,3	[1]
$\Delta h_{g,l}$	963,0	927,0	885,5	834,0	772,9	698,9	598,3	536,7	387,3	280,5	[1]
$c_{p,l}$	3,00	3,30	3,61	3,96	4,65	5,51	6,16	6,61			[1, 5]
$c_{p,g}$	1,83	1,92	2,02	2,11	2,31	2,80	3,18	3,78	6,55		[3, 20, 106]
η_l	428,7	314,3	240,0	185,5	144,6	113,6	89,6	79,7	63,2	56,3	[25]
η_g	10,4	11,1	11,7	12,3	12,9	13,7	14,5	15,1	16,7	18,5	[1, 21]
λ_l	153,6	150,7	146,5	141,9	137,2	134,8	129,1	125,6	108,0	79,11	[3]
λ_g	19,9	22,4	24,5	26,8	29,3	32,1	35,3	37,8	43,9	50,7	[2, 22, 107]
Pr_l	8,37	6,88	5,91	5,18	4,90	4,64	4,28	4,19			[12]
Pr_g	0,96	0,95	0,96	0,97	1,02	1,20	1,31	1,51	2,49		[12]
σ	17,7	15,7	13,6	11,5	9,3	6,9	4,5	3,3	0,9	0,34	[1]
$\beta_{e,l}$	1,41	1,60	1,90	2,41	3,13	4,18	6,06	7,56	16,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 29. Свойства 1-пропанола

$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{OH}$ $T = 184,15$ $\rho_c = 273$
 $\bar{M} = 60,1$ $T_c = 536,85$
 $T_b = 370,95$ $\rho_c = 5050$

T_{sat} ρ_{sat}	373,2 109,4	393,2 218,5	413,2 399,2	433,2 683,6	453,2 1089	473,2 1662	493,2 2426	513,2 3402	523,2 3998	533,1 4689	[1]
ρ_l	732,5	711	687,5	660	628,5	592,0	548,5	492,0	452,5	390,5	[1]
ρ_g	2,26	4,43	8,05	13,8	22,5	35,3	55,6	90,4	118,0	161,0	[1]
h_l	0,0	65	139	222	315	433	548	691			[84]
h_g	687	710	733	766	802	860	904	955			[104]
Δh_g	687	645	594	544	486	427	356	264	209	138	[1]
$c_{p,l}$	3,21	3,47	3,86	4,36	5,02	5,90	6,78	7,79			[6]
$c_{p,g}$	1,65	1,82	1,93	2,05	2,20	2,36	2,97	3,94			[5, 20, 106]
η_l	447	337	250	188	148	119	90,6	70,0	61,4	53,9	[1, 7]
η_g	9,61	10,3	10,9	11,5	12,2	12,9	14,2	15,7	17,0	19,3	[7, 21]
λ_l	142,4	139,2	138,4	133,5	127,9	120,7	111,8	100,6	94,1	89,3	[6]
λ_g	20,9	23,0	26,2	28,9	31,4	34,7	38,0	43,9	47,5	53,5	[7, 22, 107]
Pr_l	10,1	8,40	6,97	5,14	5,81	5,82	5,50	5,42			[12]
Pr_g	0,76	0,82	0,80	0,82	0,85	0,88	1,11	1,41			[12]
σ	17,6	16,15	14,42	12,7	10,77	8,85	6,35	4,04	2,6	0,96	[6]
$\beta_{e,l}$	1,33	1,57	1,91	2,43	3,15	4,14	5,82	9,19	13,6		[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 27.

2. В [106] уравнение, предложенное Ли и Кесслером, использовалось для описания неполярных и слабополярных сред. Для сильнополярных веществ уравнение может приводить к значительным погрешностям.

3. Поскольку надежного обобщенного уравнения для учета влияния давления на теплопроводность не существует, уравнение, предложенное в [107] и в большей степени обобщающее данные для неполярных веществ, используется также и для полярных, где оно может проводить к большим погрешностям.

Таблица 30. Свойства 2-пропанола

$(\text{CH}_3)_2\text{CHOH}$ $T_m = 194,15$ $\rho_c = 274$
 $\bar{M} = 60,1$ $T_c = 508,75$
 $T_b = 355,65$ $\rho_c = 5370$

T_{sat} ρ_{sat}	355,65 101,3	373 200	390 380	408 580	425 925	443 1425	459 2025	478 3039	498 4052	508 5369	[1, 18]
ρ_l	732,3	712,7	683,0	660,0	630,1	597,4	566,0	514,8	460,5	288,0	[1, 18]
ρ_g	2,06	4,15	7,73	14,3	21,00	32,78	46,40	72,3	108,4	252	[1, 18]
h_l	0,0	60,1	121,8	190,2	257,6	331,8	400,1	484,0			[84]
h_g	677,8	688,0	736,8	767,9	796,1	822,9	841,7	851,5			[104]
$\Delta h_{g,l}$	677,8	627,9	615,0	577,7	538,5	491,1	441,6	367,5	284,5	82,5	[1, 19]
$c_{p,l}$	3,37	3,55	3,71	3,88	4,04	4,20	4,34	4,49			[18]
$c_{p,g}$	1,63	1,71	1,80	1,94	2,15	2,37	2,83	3,97			[14, 20, 106]
η_l	502	376	295	230	184	147	122	93,5	72,5		[1]
η_g	9,08	9,80	10,3	10,9	11,4	11,9	12,5	13,7	15,2	28,2	[1, 21]
λ_l	131,1	127,5	124,3	122,8	120,1	117,3	115,8	113,2	110,7	107,7	[1]
λ_g	19,8	22,2	24,6	27,1	29,3	31,8	34,9	38,9	42,3	47,1	[1, 22, 107]
Pr_l	12,9	10,5	8,81	7,27	6,19	5,27	4,57	3,71			[12]
Pr_g	0,75	0,75	0,75	0,78	0,84	0,89	1,01	1,40			[12]
σ	18,6	17,2	14,2	11,84	9,4	6,9	4,97	2,6	1,05	0,000	[1, 27]
$\beta_{e,l}$	1,41	1,81	2,27	2,65	3,20	3,95	5,10	7,76	37,3		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 29.

Таблица 31. Свойства *n*-бутанола

$C_4H_9CH_2CH_2OH$ $T_m = 183,2$ $\rho_c = 270,5$
 $\bar{M} = 74,12$ $T_c = 561,15$
 $T_b = 390,65$ $p_c = 4960$

T_{sat} p_{sat}	390,65 101,3	410,2 182	429,2 327	446,5 482	469,5 759	485,2 1190	508,3 1830	530,2 2530	545,5 3210	558,9 4030	[18]
ρ_l	712	688	664	640	606	581	538	487	440	364	[6]
ρ_g	2,30	4,10	7,9	12,5	23,8	27,8	48,2	74,0	102,3	240,2	[18]
h_l	0,0	64,8	135,0	206,8	315,3	399,6	541,9	700,2			[84]
h_g	591,3	629,8	672,3	716,5	784,1	836,8	924,4	1015,3			[104]
$\Delta h_{g,l}$	591,3	565,0	537,3	509,7	468,8	437,2	382,5	315,1	248,4	143,0	[19]
$c_{p,l}$	3,20	3,54	3,95	4,42	5,15	5,74	6,71	7,76			[6]
$c_{p,g}$	1,87	1,95	2,03	2,14	2,24	2,37	2,69	3,05	3,97		[5, 20, 106]
η_l	403,8	346,1	278,8	230,8	188,5	144,2	130,8	115,4	111,5	105,8	[7]
η_g	9,29	10,3	10,7	11,4	12,1	12,7	13,9	15,4	17,1	28,3	[7, 21]
λ_l	127,1	122,3	117,5	112,6	105,4	101,4	91,7	82,9	74,0	62,8	[6]
λ_g	21,7	24,2	26,7	28,2	31,3	33,1	36,9	40,2	43,6	51,5	[7, 22, 107]
Pr_l	10,3	9,86	9,17	8,64	10,2	8,10	8,67	9,08			[12]
Pr_g	0,81	0,83	0,81	0,86	0,87	0,91	1,01	1,17	1,56		[12]
σ	17,1	15,6	13,9	12,3	10,2	7,50	6,44	4,23	2,11	0,96	[6]
$\beta_{e,l}$	1,69	1,92	2,19	2,46	2,98	3,48	4,90	8,45	14,7		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 29.

Таблица 32. Свойства трет-бутилового спирта

$(CH_3)_3COH$ $T_m = 298,8$ $\rho_c = 270$
 $\bar{M} = 74,12$ $T_c = 506,2$
 $T_b = 355,6$ $p_c = 3970$

T_{sat} p_{sat}	355,6 101,3	375 207	390 322	405 483	420 779	435 1010	450 1516	465 1896	480 2619	506,2 3970	[46]
ρ_l	710	688	670	647	621	596	567	533	487	270	[46]
ρ_g	2,64	5,12	8,11	12,4	18,5	27,1	39,1	56,4	82,3	270	[62, 106]
h_l	—182,0	—130,7	—78,4	—35,2	15,0	63,3	117,4	171,2	238,1	351,6	[67]
h_g	324,6	355,0	378,0	400,2	421,1	440,1	456,5	468,5	472,6	351,6	[62, 63, 69, 106]
Δh_g	506,6	485,7	456,4	435,4	406,1	376,8	339,1	297,3	234,5		[46]
$c_{p,l}$	2,90	3,06	3,19	3,34	3,47	3,62	3,79	4,01	4,38		[70]
$c_{p,g}$	1,81	1,92	2,02	2,13	2,26	2,42	2,64	3,00	3,73		[46, 62, 106]
η_l	531	312	235	180	142	118	98	84	66	65	[71, 33]
η_g	9,4	10,0	10,4	11,0	11,5	12,1	12,8	13,6	14,8	65	[46, 21]
λ_l	109	104	100	96	92	88	83	77	70	53	[46, 34]
λ_g	17,9	19,8	21,4	23,1	24,9	26,9	29,1	31,6	34,5	53	[46, 22, 107]
Pr_l	14,1	9,18	7,50	6,26	5,36	4,85	4,47	4,37	4,13		[12]
Pr_g	0,95	0,97	0,98	1,01	1,04	1,09	1,16	1,29	1,59		[12]
σ	14,5	13,0	11,5	10,0	8,6	7,1	5,5	3,8	2,2		[46, 65]
$\beta_{e,l}$	1,84	2,09	2,32	3,27	3,47	3,85	4,57	5,98	9,13		[10]

Примечание. См. примечания 1, 2 к табл. 4 и 2, 3 к табл. 29.

Таблица 33. Свойства фенола

C_6H_5OH $T_m = 313,90$ $\rho_c = 435,7$
 $\bar{M} = 94,1$ $T_c = 693,2$
 $T_b = 454,95$ $p_c = 6130$

T_{sat} p_{sat}	455 101,3	480 216	505 404	530 693	555 1100	580 1650	605 2360	635 3410	665 4720	693,15 6129	[75]
ρ_l	955	932	905	877	851	809	772	713	636	436	[86]
ρ_g	2,60	5,36	9,88	16,9	27,2	41,9	62,9	101	170	436	[62, 106]
h_l	—153	—93	—41	20	80	147	206	290	399	514	[67]
h_g	336	374	411	447	482	515	545	575	587	514	[82, 62, 69, 106]
Δh_g	489	467	452	427	402	368	339	285	188		[66]
$c_{p,l}$	2,55	2,61	2,66	2,76	2,85	3,01	3,10	3,43	3,77		[5]
$c_{p,g}$	1,63	1,74	1,85	1,95	2,06	2,22	2,44	2,94	5,10		[30, 62, 106]
η_l	351	256	219	166	137	113	90,1	75,2	65,3	45,3	[25]
η_g	12,8	13,5	14,3	15,2	16,2	17,3	18,6	20,2	23,4	45,3	[26, 21]
λ_l	175	170	166	162	157	154	149	141	130	92	[7]
λ_g	28,9	31,6	34,8	38,4	42,4	46,8	51,4	56,2	64,3	92	[31, 22, 107]
Pr_l	5,11	3,93	3,51	2,83	2,59	2,21	1,87	1,57	1,89		[12]
Pr_g	0,72	0,74	0,76	0,77	0,79	0,82	0,88	1,07	1,86		[12]
σ	24,5	20,9	18,2	14,6	12,4	10,2	7,6	5,3	2,7		[6]
$\beta_{e,l}$	0,91	1,05	1,27	1,34	1,83	2,41	3,25	4,72	15,6		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 32.

Таблица 34. Свойства хладагента 12

CCl_2F_2 $T_m = 118$ $\rho_c = 561,8$
 $\bar{M} = 120,92$ $T_c = 384,8$
 $T_b = 243,2$ $p_c = 4132$

T_{sat} p_{sat}	243,2 101,3	260 200	275 333	290 528	305 793	320 1145	335 1602	350 2183	365 2907	384,8 4132	[1]
ρ_l	1486	1436	1388	1338	1284	1225	1157	1075	969,7	561,8	[1]
ρ_g	6,33	11,8	19,2	29,9	44,8	65,4	94,6	136,4	203,2	561,8	[1]
h_l	473,6	488,3	501,9	516,3	531,1	546,8	563,8	582,3	603,2	649,8	[1]
h_g	641,9	649,8	656,6	662,9	668,8	674,0	677,8	679,9	679,0	649,8	[1]
$\Delta h_{g,l}$	168,3	161,5	154,7	146,6	137,7	127,2	114,0	97,6	75,8		[1]
$c_{p,l}$	0,896	0,911	0,932	0,957	0,990	1,03	1,08	1,13	1,22		[3]
$c_{p,g}$	0,569	0,614	0,646	0,689	0,746	0,825	0,920	1,22	1,68		[3, 20]
η_l	373	303	262	231	208	187	167	144	119		[4]
η_g	10,3	11,0	11,7	12,5	13,3	14,2	15,2	16,5	18,1		[4]
λ_l	95,1	87,4	80,5	73,3	66,8	59,8	53,0	46,2	39,2	15,4	[2]
λ_g	6,9	7,7	8,4	9,2	10,0	10,8	11,6	12,3	13,4	15,4	[2, 22]
Pr_l	3,51	3,16	3,03	3,02	3,14	3,22	3,40	3,52	3,70		[12]
Pr_g	0,85	0,88	0,90	0,94	0,99	1,08	1,21	1,64	2,27		[12]
σ	15,5	13,5	11,4	9,4	7,7	5,9	4,2	2,8	1,3		[23]
$\beta_{e,l}$	1,96	2,22	1,50	2,87	3,36	4,17	5,48	8,50	14,5		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 35. Свойства хладагента 13

CClF₃ $T_m = 93,2$ $\rho_c = 571$
 $\bar{M} = 105,47$ $T_c = 302,28$
 $T_b = 191,7$ $p_c = 3900$

T_{sat} p_{sat}	191,7 101,3	200 155	210 245	220 371	235 641	250 1060	265 1590	280 2340	295 3320	302,28 3900	[1]
ρ_l	1521	1489	1450	1408	1339	1257	1175	1066	893	571	[1]
ρ_g	6,89	10,3	15,8	23,4	39,9	67,2	103	166	290	571	[1]
h_l	417,1	424,6	433,9	443,3	458,1	474,5	489,8	509,1	532,8	562,0	[1]
h_g	566,4	569,8	573,7	577,5	582,6	587,2	589,8	590,3	583,9	562,0	[1]
$\Delta h_{g,l}$	149,3	145,2	139,8	134,2	124,5	112,7	100,0	81,2	51,1		[1]
$c_{p,l}$	1,11	1,13	1,16	1,21	1,27	1,36	1,56	1,96	3,92		[3, 42]
$c_{p,g}$	0,529	0,552	0,588	0,633	0,696	0,854	0,962	1,30	2,52		[3, 20]
η_l	318	282	248	220	188	163	142	114	69,5		[4]
η_g	9,83	10,3	10,8	11,3	12,2	13,2	14,3	15,8	19,9		[4]
λ_l	99,3	95,0	89,8	84,6	77,0	69,2	60,7	48,6	34,0	23,6	[1]
λ_g	6,4	7,0	7,6	8,3	9,0	10,0	11,5	13,2	16,2	23,6	[2, 40, 22]
Pr_l	3,55	3,35	3,20	3,15	3,10	3,20	3,65	4,56	8,01		[12]
Pr_g	0,81	0,82	0,84	0,86	0,94	1,13	1,20	1,56	3,10		[12]
σ	13,5	12,3	10,8	9,41	7,36	5,41	3,58	1,91	0,49		[23]
$\beta_{e,l}$	2,51	2,66	2,92	3,30	4,20	5,55	7,50	12,3	76,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 36. Свойства хладагента 21

CHCl₃ $T_m = 138$ $\rho_c = 525,0$
 $\bar{M} = 102,92$ $T_c = 451,25$
 $T_b = 281,9$ $p_c = 5181$

T_{sat} p_{sat}	281,9 101,3	300 196	320 364	340 626	360 1010	380 1540	400 2240	420 3160	440 4350	451,25 5181	[1]
ρ_l	1406	1360	1311	1258	1199	1134	1057	962,8	823,0	525	[1]
ρ_g	4,62	8,55	15,48	26,14	41,93	64,94	98,91	151,1	124,1	525	[1]
h_l	509,1	528,1	549,9	572,3	595,2	618,4	642,4	668,6	701,4	748,7	[1]
h_g	748,1	756,5	765,5	773,6	780,5	786,6	790,7	791,5	785,3	748,7	[1]
Δh_g	239,0	228,4	215,6	201,3	185,3	168,2	148,3	122,9	83,9		[1]
$c_{p,l}$	1,04	1,05	1,07	1,10	1,17	1,26	1,37	1,52	1,89		[3, 24]
$c_{p,g}$	0,721	0,733	0,780	0,832	0,902	0,982	1,05	1,43	2,50		[3, 20]
η_l	366	311	269	235	209	187	165	135	99		[4]
η_g	11,0	11,7	12,5	13,3	14,3	15,4	16,5	18,3	25,0		[4]
λ_l	114	108	101	94,2	87,5	80,7	73,8	66,7	59,9		[2]
λ_g	7,9	8,6	9,5	10,4	11,4	12,5	13,7	15,2	16,7		[2, 22, 107]
Pr_l	3,34	3,02	2,85	2,74	2,79	2,89	3,06	3,08	3,12		[12]
Pr_g	1,00	1,01	1,03	1,06	1,13	1,21	1,26	1,72	3,74		[12]
σ	20,1	17,6	14,7	12,1	9,4	7,0	4,7	2,6	0,73		[23]
$\beta_{e,l}$	1,64	1,85	2,11	2,47	2,95	3,78	5,32	8,50	54,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 29.

Таблица 37. Свойства хладагента 22

CHClF₂ $T_m = 113,2$ $\rho_c = 513$
 $\bar{M} = 86,48$ $T_c = 369,3$
 $T_b = 242,4$ $p_c = 4986$

T_{sat} p_{sat}	242,4 101,3	250 218	265 376	280 619	295 958	310 1420	325 2020	340 2800	355 3800	369,3 4986	[1]
ρ_l	1413	1360	1313	1260	1202	1146	1076	991	877	513	[1]
ρ_g	4,70	9,59	16,1	26,3	40,6	60,9	90,2	134	208	513	[1]
h_l	453,6	469,3	490,2	508,1	526,3	545,2	565,3	587,3	613,2	667,3	[1]
h_g	687,0	694,9	701,0	706,7	711,5	715,0	716,9	716,0	708,9	667,3	[1]
Δh_g	233,4	225,6	210,8	198,6	185,2	169,8	151,6	128,7	95,7		[1]
$c_{p,l}$	1,10	1,13	1,16	1,19	1,24	1,30	1,41	1,65	2,43		[1, 39]
$c_{p,g}$	0,599	0,646	0,691	0,747	0,820	0,930	1,09	1,40	2,31		[3, 20]
η_l	332	282	251	225	204	187	172	150	119		[4]
η_g	10,1	10,9	11,7	12,3	13,2	14,2	15,7	16,4	18,8		[4]
λ_l	119	109	101	94,2	86,6	78,8	70,2	59,2	44,0	31,9	[1]
λ_g	7,15	8,22	9,10	10,1	11,2	12,4	14,0	16,0	18,8	31,9	[2, 22, 107]
Pr_l	3,07	2,92	2,88	2,84	2,92	3,09	3,45	4,18	6,89		[12]
Pr_g	0,85	0,86	0,89	0,91	0,97	1,07	1,22	1,69	2,31		[12]
σ	18,3	15,5	13,0	10,6	8,4	6,2	4,3	2,5	1,0		[1]
$\beta_{e,l}$	2,08	2,37	2,68	3,10	3,67	4,65	6,34	9,56	25,6		[10]

Примечание: 1. См. примечания к табл. 29.

2. В [39] значения в последней точке получены экстраполяцией.

Таблица 38. Свойства этилового спирта

(CH₃CH₂)₂O $T_m = 158,9$ $\rho_c = 265$
 $\bar{M} = 74,10$ $T_c = 467$
 $T_b = 307,8$ $p_c = 3610$

T_{sat} p_{sat}	307,75 101,3	323 170	343 307	363 511	383 811	403 1220	423 1770	443 2490	458 3150	463 3490	[1]
ρ_l	696,2	676,4	653,2	625,0	594,2	558,0	517,9	465,8	401,8	366,3	[1]
ρ_g	3,16	5,08	8,92	14,77	23,49	36,38	55,51	87,31	132,0	162,0	[1]
h_l	0,0	36,6	85,9	137,0	190,3	243,6	305,0	367,1	416,1	433,0	[84]
h_g	349,9	373,6	404,1	434,3	464,5	497,7	520,6	532,5	523,9	524,6	[104]
$\Delta h_{g,l}$	349,9	337,0	318,2	297,3	274,2	249,1	215,6	165,4	107,8	81,6	[1]
$c_{p,l}$	2,37	2,43	2,51	2,61	2,72	2,86	3,01	3,20	3,75	4,07	[1]
$c_{p,g}$	1,40	1,96	2,05	2,14	2,26	2,43	2,75	3,44	4,15	4,50	[30, 20]
η_l	210	177	148	127	109	95	84	77	70	67	[1, 17]
η_g	7,86	8,28	8,86	9,45	10,1	10,9	11,7	13,1	15,0	16,4	[4, 21]
λ_l	126	120	112	104	95,6	87,5	79,9	71,4	65,3	63,3	[2]
λ_g	15,8	17,4	19,5	22,4	24,2	27,0	30,2	34,2	38,6	41,5	[2, 22]
Pr_l	3,95	3,58	3,32	3,19	3,10	3,11	3,16	3,45	4,02	4,31	[12]
Pr_g	0,70	0,93	0,93	0,90	0,94	0,98	1,07	1,32	1,61	1,78	[12]
σ	15,25	13,5	11,3	9,1	7,0	4,9	3,1	1,5	0,5	0,2	[1]
$\beta_{e,l}$	1,93	1,80	2,00	2,48	3,27	4,38	6,10	8,82	25,8	45,7	[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 27.

2. Экстраполяция экспериментальных данных произведена по соотношению

$$\ln u = a + b/T$$

Таблица 39. Свойства метил-трет-бутилового эфира

$\text{CH}_3\text{OC}_4\text{H}_9$ $T_m = 162,4$ $\rho_c = 275$
 $\bar{M} = 88,1$ $T_c = 503,4$
 $T_b = 331,2$ $\rho_c = 3411$

i_{sat} p_{sat}	331,2 101,3	340 133	360 234	380 386	400 602	420 897	440 1290	460 1800	480 2440	503,4 3411	[75]
ρ_l	706	697	673	649	623	591	556	517	467	275	[77]
ρ_g	3,40	4,39	7,51	12,2	18,9	28,5	42,3	62,7	96,2	275	[62]
h_l	-22,2	-1,7	46,5	96,6	148,7	203,1	259,8	319,2	382	488,1	[67]
h_g	292,2	306,6	339,8	373,7	407,8	441,8	474,9	505,4	529,3	488,1	[78, 69, 62]
$\Delta h_{g,l}$	314,4	308,3	293,3	277,1	259,1	238,7	215,1	186,3	147,3		[79, 19]
$c_{p,l}$	2,30	2,35	2,46	2,57	2,69	2,83	3,01	3,27	3,83		[80]
$c_{p,g}$	1,78	1,83	1,95	2,08	2,23	2,39	2,61	2,95	3,76		[78, 62]
η_l	231	214	184	151	129	109	91	74	59	44	[71, 73]
η_g	8,50	8,76	9,38	10,0	10,7	11,5	12,3	13,3	14,9	44	[81, 21]
λ_l	108	106	100	94	89	83	78	71	62	47	[34]
λ_g	15,4	16,2	18,2	20,3	22,5	24,9	27,6	30,7	34,4	47	[58, 22]
Pr_l	4,90	4,76	4,53	4,12	3,92	3,73	3,52	3,36	3,53		[12]
Pr_g	0,98	0,99	1,01	1,02	1,06	1,10	1,16	1,28	1,63		[12]
σ	14,7	13,8	11,7	9,8	7,9	6,1	4,3	2,7	1,3		[65]
$\beta_{e,l}$	1,56	1,64	1,85	2,13	2,46	3,05	4,09	5,62	10,1		[77]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 40. Свойства этиленового ангидрида

$\langle (\text{CH}_2)_2 \rangle_0$ $T_m = 161$ $\rho_c = 315$
 $\bar{M} = 44,054$ $T_c = 469$
 $T_b = 283,5$ $\rho_c = 7194$

T_{sat} p_{sat}	283,5 101,3	300 186	320 359	340 621	360 1030	380 1660	400 2480	420 3450	440 4830	469 7194	[47]
ρ_l	889	866	835	804	760	721	691	682	584	315	[90]
ρ_g	1,94	3,44	6,33	10,8	17,5	27,2	41,1	61,6	93,9	315	[62]
h_l	-440	-409	-367	-333	-289	-238	-183	-129	-65	66	[67]
h_g	129	144	161	178	193	206	215	219	211	66	[30, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	569	553	528	511	482	444	398	348	276		[47]
$c_{p,l}$	1,96	2,01	2,09	2,19	2,32	2,48	2,68	2,92	3,21		[5]
$c_{p,g}$	1,09	1,17	1,28	1,40	1,55	1,73	1,99	2,47	3,40		[30, 62]
η_l	284	245	210	182	160	142	128	116	105	47	[25, 47]
η_g	9,0	9,6	10,3	11,0	11,7	12,5	13,4	14,4	15,9	47	[27, 47, 21]
λ_l	158	152	144	135	127	119	110	102	93	69	[7, 47]
λ_g	11,5	13,6	16,3	19,3	22,5	25,1	29,9	34,5	40,4	69	[31, 47]
Pr_l	3,52	3,24	3,04	2,93	2,92	2,97	3,12	3,34	3,63		[12]
Pr_g	0,85	0,83	0,81	0,80	0,81	0,86	0,89	1,01	1,34		[12]
σ	25,87	23,24	20,10	17,03	14,03	11,11	8,29	5,59	3,05		[82]
$\beta_{e,l}$	1,60	1,76	1,98	2,30	2,71	3,30	4,20	5,76	9,26		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 41. Свойства пропиленового ангидрида

$\text{CH}_3(\text{CHCH}_2)\text{O}$ $T_m = 161$ $\rho_c = 312$
 $\bar{M} = 58,08$ $T_c = 482,2$
 $T_b = 307,5$ $p_c = 4920$

T_{sat} p_{sat}	307,5 101,3	320 159	340 297	360 496	380 814	400 1230	420 1790	440 2480	460 3450	482,2 4920	[47]
ρ_l	812	796	769	740	709	675	636	491	531	312	[90]
ρ_g	2,38	3,57	6,39	10,7	17,2	26,6	40,5	61,1	95,9	312	[62]
h_l	—293	—271	—220	—177	—135	—86	—37	33	106	200	[67]
h_g	184	198	220	242	263	282	298	309	307	200	[30, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	477	469	440	419	398	368	335	276	201		[47]
$c_{p,l}$	2,06	2,10	2,18	2,29	2,42	2,60	2,81	3,07	3,38		[5]
$c_{p,g}$	1,32	1,39	1,49	1,62	1,76	1,94	2,19	2,63	3,83		[30, 62]
η_l	278	251	217	191	171	155	143	133	125	48	[25]
η_g	9,1	9,5	10,2	10,8	11,5	12,3	13,1	14,1	15,5	48	[26, 47, 21]
λ_l	147	143	135	128	120	113	105	96	88		[7, 47]
λ_g	12,1	13,3	15,5	17,8	20,5	23,5	26,9	31,3	47,4	71	[31, 47]
Pr_l	3,90	3,69	3,49	3,41	3,44	3,57	3,84	4,23	4,79	71	[12]
Pr_g	0,99	0,99	0,98	0,98	0,99	1,02	1,07	1,18	1,25		[12]
σ	19,9	18,2	15,5	12,9	10,4	8,0	5,7	3,5	1,6		[82]
$\beta_{e,l}$	1,59	1,71	1,9	2,24	2,64	3,27	4,26	6,22	19,4		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 42. Свойства метилацетата

$\text{CH}_3\text{CO}_2\text{CH}_3$ $T_m = 174,45$ $\rho_c = 325$
 $\bar{M} = 74,08$ $T_c = 506,8$
 $T_b = 330,3$ $p_c = 4687$

T_{sat} p_{sat}	331 101,3	350 200	370 359	390 537	410 854	430 1344	450 1930	470 2688	490 3723	506,8 4687	[47]
ρ_l	875	850	820	780	750	715	680	620	540	325	[47]
ρ_g	2,83	5,16	8,87	14,5	22,7	34,6	52,2	79,3	127,8	325	[62]
h_l	—173,4	—136,1	—96,5	—57,7	—17,8	26,7	76,4	126,7	196,4	254,6	[67]
h_g	228,5	249,1	269,8	289,8	308,8	326,0	340,2	348,6	342,9	254,6	[63, 62]
$\Delta h_{g,l}$	401,9	385,2	366,3	347,5	326,6	297,3	263,8	221,9	146,5		[47]
$c_{p,l}$	1,92	1,99	2,08	2,18	2,32	2,46	2,65	2,94	3,58		[70]
$c_{p,g}$	1,19	1,25	1,35	1,45	1,57	1,72	1,95	2,38	3,86		[47, 62]
η_l	260	225	192	168	145	121	99	80	62	56	[47, 71]
η_g	8,9	9,5	10,1	10,7	11,4	12,1	13,1	14,1	16,1	56	[47, 21]
λ_l	157	146	133	122	110	98	86	74	61	50,3	[47, 22]
λ_g	14,2	15,7	17,5	19,5	21,7	24,1	27,0	30,4	35,3	50,3	[47, 22]
Pr_l	3,18	3,07	3,00	3,00	3,04	3,05	3,06	3,18	3,64		[12]
Pr_g	0,75	0,76	0,78	0,80	0,82	0,86	0,95	1,10	1,76		[12]
σ	19,4	17,0	14,7	12,0	9,4	6,9	4,6	2,4	1,1		[47, 65]
$\beta_{e,l}$	1,64	1,84	2,11	2,46	2,95	3,67	4,86	7,22	14,4		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 43. Свойства этилацетата

$\text{CH}_3\text{CO}_2\text{C}_2\text{H}_5$ $T_m = 189,55$ $\rho_c = 307,7$
 $\bar{M} = 88,10$ $T_c = 523,25$
 $T_b = 350,25$ $p_c = 3832$

T_{sat} p_{sat}	350,25 101,3	370 193	390 310	410 510	430 792	450 1172	470 1655	490 2275	510 3172	523,25 3832	[47]
ρ_l	830	800	770	740	705	670	625	570	475	307,7	[47]
ρ_g	3,20	5,63	9,45	15,1	23,4	35,5	54,2	81,3	134,5	307,7	[62]
h_l	-89,7	-47,3	-6,7	35,7	81,3	131,7	182,0	241,7	315,8	362,8	[67]
h_g	274,6	300,2	326,2	351,8	376,5	399,6	420,6	434,3	433,0	362,8	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	364,3	347,5	332,9	316,1	295,2	267,9	238,6	192,6	117,2		[47]
$c_{p,l}$	2,10	2,17	2,28	2,36	2,50	2,64	2,82	3,09	3,76		[47, 70]
$c_{p,g}$	1,46	1,54	1,63	1,73	1,85	2,00	2,25	2,68	4,52		[63, 62]
η_l	255	221	193	158	134	111	90	72	56	57	[71, 33]
η_g	8,9	9,5	10,1	10,7	11,4	12,2	13,0	14,3	16,4	57	[47, 14]
λ_l	125	118	111	104	98	92	85	77	66	48,2	[34, 22]
λ_g	15,8	17,4	19,3	21,5	23,5	25,8	28,5	32,0	36,5	48,2	[47, 22]
Pr_l	4,28	4,08	3,96	3,59	3,42	3,19	2,99	2,89	3,19		[12]
Pr_g	0,82	0,84	0,85	0,86	0,90	0,95	1,03	1,20	2,03		[12]
σ	17,4	15,0	12,6	10,0	7,8	5,8	3,9	2,3	0,74		[12]
$\beta_{e,l}$	1,65	1,86	2,14	2,50	3,02	3,79	5,17	7,80	17,4		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 44. Свойства хлороформа

CHCl_3 $T_m = 209,9$ $\rho_c = 498$
 $\bar{M} = 119,4$ $T_c = 536,4$
 $T_b = 334,5$ $p_c = 5470$

T_{sat} p_{sat}	334,5 101,3	360 221	380 374	400 599	420 914	440 1321	460 1893	480 2598	505 3725	536,4 5470	[91]
ρ_l	1415	1361	1333	1282	1248	1184	1114	1050	969	498	[90]
ρ_g	4,50	9,33	15,3	23,4	36,1	53,0	77,3	109	158	498	[62]
h_l	-108	-79	-61	-41	-17	4	27	45	67	136	[67]
h_g	141	154	164	173	181	188	194	197	197	136	[62, 63, 69]
Δh_g	249	233	225	214	198	184	167	152	130		[66]
$c_{p,l}$	1,00	1,03	1,07	1,11	1,15	1,21	1,32	1,43	1,59		[5]
$c_{p,g}$	0,60	0,63	0,66	0,69	0,73	0,79	0,87	1,00	1,28		[62, 63]
η_l	400	342	299	267	220	197	181	165	150	65	[25]
η_g	11,2	12,2	13,0	13,7	14,6	15,5	16,5	17,9	19,8	65	[26, 21]
λ_l	111	107	103	98,4	94,2	91,3	81,6	73,3	69,1	26,8	[7]
λ_g	8,71	9,74	10,6	11,5	12,5	13,5	13,6	15,9	17,5	26,8	[31, 22]
Pr_l	3,60	3,29	3,11	3,01	2,69	2,61	2,93	3,22	3,45		[12]
Pr_g	0,77	0,79	0,81	0,81	0,85	0,91	1,06	1,13	1,45		[12]
σ	22,5	18,6	16,0	13,6	11,2	9,5	6,8	5,9	3,1		[6]
$\beta_{e,l}$	1,38	1,58	1,78	2,03	2,36	2,82	3,54	4,63	6,86		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 45. Свойства анилина

$C_6H_5NH_2$ $T_m = 267,05$ $\rho_c = 340$
 $\bar{M} = 93,06$ $T_c = 699,0$
 $T_b = 457,55$ $p_c = 5301$

T_{sat} p_{sat}	457,5 101,3	500 276	525 456	550 716	575 1080	600 1560	625 2200	650 3010	675 4050	699,0 5300	[1]
ρ_l	875	828	800	769	736	699	658	608	541	340	[47]
ρ_g	2,56	6,62	10,7	16,7	25,3	37,5	55,1	81,7	128	340	[62]
h_l	—114	—10	53	137	184	254	323	396	473	584	[67]
h_g	357	427	468	509	549	589	623	653	669	584	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	471	437	415	372	365	335	300	257	196		[47]
$c_{p,l}$	2,37	2,52	2,61	2,71	2,84	2,97	3,13	3,36	3,84		[70]
$c_{p,g}$	1,74	1,89	1,99	2,09	2,20	2,35	2,55	2,90	3,95		[63, 62]
η_l	303	213	178	152	132	117	104	94	86	71	[25]
η_g	11,8	13,1	13,9	14,7	15,6	16,5	17,6	19,0	21,1	71	[26, 21]
λ_l	154	146	141	136	131	126	121	116	111	70	[7]
λ_g	23,5	28,1	30,9	33,8	36,8	40,1	43,6	47,8	53,1	70	[31, 22]
Pr_l	4,66	3,68	3,29	3,03	2,86	2,76	2,69	2,72	2,93		[12]
Pr_g	0,87	0,88	0,89	0,91	0,93	0,97	1,03	1,15	1,57		[12]
σ	25,2	19,9	16,9	14,0	11,2	8,5	5,9	3,6	1,5		[65]
$\beta_{e,l}$	1,17	1,42	1,62	1,88	2,24	2,77	3,62	5,26	9,82		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 46. Свойства уксусной кислоты

CH_3CO_2H $T_m = 289,85$ $\rho_c = 350,6$
 $\bar{M} = 60,05$ $T_c = 594,75$
 $T_b = 391,15$ $p_c = 5790$

T_{sat} p_{sat}	391,15 101,3	420 230	440 382	460 427	480 898	500 1320	520 1890	540 2630	560 3590	594,75 5790	[1]
ρ_l	939	900	874	846	815	782	743	697	642	350,6	[11]
ρ_g	1,93	4,53	7,56	12,0	18,4	27,3	39,9	57,8	85,0	350,6	[62, 106]
h_l	260	326	372	420	473	524	480	643	710	854	[97]
h_g	642	703	740	775	807	834	850	874	882	854	[97]
$\Delta h_{g,l}$	382	377	368	355	334	310	270	231	172		[85]
$c_{p,l}$	2,42	2,55	2,66	2,76	2,91	3,04	3,21	3,43	3,82		[70]
$c_{p,g}$	1,39	1,49	1,58	1,69	1,82	1,99	2,24	2,66	3,59		[63, 62, 106]
η_l	372	276	232	194	166	138	115	95	76		[98, 33]
η_g	10,4	11,4	11,9	12,4	13,0	13,7	14,4	15,3	16,5		[98, 21]
λ_l	158	150	143	137	131	125	118	112	105	93	[59, 58, 52]
λ_g	20,7	23,8	26,3	29,0	32,2	35,9	40,3	45,9	53,6	93	[58, 22, 107]
Pr_l	5,70	4,69	4,32	3,91	3,69	3,36	3,13	2,91	2,76		[12]
Pr_g	0,70	0,71	0,71	0,72	0,73	0,76	0,80	0,89	1,11		[12]
σ	18,1	15,3	13,5	11,6	9,7	7,9	6,0	4,28	2,47		[1, 27]
$\beta_{e,l}$	1,40	1,52	1,63	1,87	2,24	2,75	3,62	5,15	8,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 29.

Таблица 47. Свойства ацетона

CH_3COCH_3 $T_m = 179,95$ $\rho_c = 273$
 $\bar{M} = 58,1$ $T_c = 508,15$
 $T_b = 329,25$ $\rho_c = 4761$

T_{sat} p_{sat}	329,25 101,3	340 152	360 274	380 452	400 731	420 1082	440 1637	460 2279	480 3252	508,15 4761	[1]
ρ_l	750	736	710	683	655	625	590	553	504	273	[102]
ρ_g	2,23	3,11	5,49	9,13	14,5	22,3	33,6	50,3	77,2	273	[62]
h_l	—258	—233	—180	—131	—74	—32	23	79	138	257	[67]
h_g	248	261	285	308	330	350	367	379	380	257	[13, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	506	494	465	439	414	382	344	300	242		[103, 19]
$c_{p,l}$	2,28	2,32	2,42	2,53	2,65	2,83	3,03	3,29	3,76		[100]
$c_{p,g}$	1,41	1,46	1,55	1,66	1,79	1,95	2,18	2,54	3,38		[13, 62]
η_l	235	213	188	165	141	119	99	80	64	49	[103, 13, 33]
η_g	9,4	9,8	10,4	11,1	11,8	12,6	13,5	14,4	15,8	49	[38, 21]
λ_l	142	137	129	121	112	104	96	87	77	58	[34, 86, 22]
λ_g	12,7	14,1	16,1	18,5	21,2	24,2	27,2	31,0	36,0	58	[86, 22]
Pr_l	3,77	3,61	3,53	3,49	3,34	3,24	3,12	3,03	3,13		[12]
Pr_g	1,04	1,01	1,00	1,00	1,00	1,02	1,08	1,18	1,48		[12]
σ	18,4	17,0	14,5	12,1	9,6	7,1	4,6	3,1	1,6		[101, 27]
$\beta_{e,l}$	1,65	1,81	1,92	2,18	2,50	3,04	3,82	5,13	9,22		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 48. Свойства даутерма А

$(\text{C}_6\text{H}_5)_2\text{O}$ (73,5%); $(\text{C}_6\text{H}_5)_2$ (26,5%) $T_m = 285,15$ $\rho_c = 315,5$
 $\bar{M} = 166$ $T_c = 770,15$
 $T_b = 530,25$ $\rho_c = 3143$

T_{sat} p_{sat}	530,25 101,3	555 170,4	580 270	605 411	630 600	655 848	680 1170	700 1470	730 2040	770,15 3134	[108]
ρ_l	851,9	826	799	770	740	706	670	637	573	315,5	[108]
ρ_g	3,96	6,47	10,0	15,2	22,0	31,8	45,1	60,1	100	315,5	[108]
h_l	465	522	580	642	703	769	835	890	970		[108, 39]
h_g	761	806	850	897	942	990	1035	1070	1110		[108, 39]
Δh_g	296	284	270	255	239	221	200	180	140		[108, 39]
$c_{p,l}$	2,24	2,32	2,40	2,47	2,53	2,59	2,69	2,83	3,26		[108, 39]
$c_{p,g}$	1,83	1,91	1,97	2,03	2,10	2,16	2,24	2,34	2,54		[108, 39]
η_l	273	236	206	180	160	145	132	124	115		[108, 110]
η_g	10,1	10,6	11,2	11,7	12,2	12,7	13,3	13,9	14,5		[108, 93, 110]
λ_l	112	109	106	103	100	97	94	91	88		[108, 93]
λ_g	20,4	22,6	24,8	27,2	29,8	32,6	35,6	38,8	42,0		[108, 93]
Pr_l	5,46	5,02	4,66	4,32	4,05	3,87	3,78	3,86	4,26		[12]
Pr_g	0,91	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,84	0,84	0,88		[12, 93]
σ											[83]
$\beta_{e,l}$	1,20	1,33	1,50	1,70	2,02	2,41	2,93	3,73	6,85		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 49. Свойства даутерма J

$C_{10}H_{14}$ $T_m < 235,37$ $\rho_c = 273,82$
 $\bar{M} = 134$ $T_c = 656,15$
 $T_b = 454,26$ $p_c = 2837$

T_{sat} p_{sat}	454,26 101,3	480 187	500 279	520 351	540 536	560 804	580 1070	600 1460	620 1870	656,15 2837	[109]
ρ_l	729,3	705,3	683,5	660,9	636,6	609,5	580,8	545,4	505,3	273,8	[109]
ρ_g	3,75	6,70	9,79	14,2	20,3	28,7	39,5	63,9	96,4	273,8	[109]
h_l	330	394	444	497	552	609	665	721	779		[109, 110]
h_g	635	684	7,21	760	799	838	876	910	937		[109, 110]
Δh_g	305	290	277	263	247	229	211	189	158		[109, 110]
$c_{p,l}$	2,40	2,51	2,58	2,66	2,75	2,84	2,95	3,08	3,25		[109, 110]
$c_{p,g}$	1,91	2,00	2,06	2,12	2,17	2,24	2,29	2,34	2,39		[109, 100]
η_l	172	149	133	121	109	101	93	85	78		[109, 100]
η_g	8,60	9,05	9,40	9,75	10,10	10,45	10,80	11,15	11,40		[109, 93]
λ_l	118,5	117,0	115,6	114,2	111,8	110,4	109,0	107,6	106,2		[109]
λ_g											[83]
Pr_l	3,48	3,20	2,97	2,82	2,68	2,60	2,52	2,43	2,39		[12]
Pr_g											[83,]
σ											[83]
$\beta_{e,l}$	1,20	1,46	1,64	1,73	2,20	2,76	3,54	4,69	7,52		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 50. Свойства воздуха

$N_2(78,1\%); O_2(20,9\%); Ar(0,9\%)$ $T_m = ?$ $\rho_c = 313$
 $\bar{M} = 28,96$ $T_c = 132,6$
 $T_b = 78,9$ $p_c = 3769$

T_{sat} p_{sat} p_{con}	78,9 101,3 0,721	85 192 1,45	90 304 2,40	95 457 3,75	100 662 6,60	110 1260 11,2	115 1670 15,2	120 2160 20,1	125 2740 26,1	132,6 37,69	[52] [52]
ρ_l	876	847	822	796	768	705	669	627	569		[52]
ρ_g	3,27	6,26	9,98	15,2	22,4	45,1	62,8	87,3	123	313	[52]
h_l	—124,6	—113,1	—103,5	—93,5	—83,3	—61,9	—50,3	—37,5	—22,0		[52]
h_g	76,9	81,6	84,8	87,4	89,3	90,1	88,4	84,8	78,2	37,4	[52]
$\Delta h_{g,l}$	201,5	194,7	188,3	180,9	172,6	152,0	138,7	122,3	100,2		[52]
$c_{p,l}$	1,87	1,91	1,94	1,99	2,05	2,14	2,48	2,92	4,59		[1]
$c_{p,g}$	1,05	1,07	1,09	1,13	1,26	1,56	1,92	2,46	3,38		[1]
η_l	183	142	116	97	82	63	55	48	41		[1]
η_g	5,6	6,0	6,4	6,8	7,3	8,5	9,0	9,8	10,9		[1]
λ_l	148	137	128	120	111	94	85	77	66		[1]
λ_g	7,4	7,8	8,4	9,2	10,1	12,5	13,9	15,2	17,4		[1]
Pr_l	2,31	1,98	1,76	1,61	1,51	1,43	1,60	1,82	2,85		[12]
Pr_g	0,79	0,82	0,83	0,84	0,91	1,06	1,24	1,59	2,12		[12]
σ	9,64	8,29	7,26	6,22	5,22	3,34	2,45	1,62	0,88		[54]
$\beta_{e,l}$	5,5	6,0	6,6	7,3	8,4	12,5	16,0	21,5	33,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1

Таблица 51. Свойства аммиака

NH_3 $T_m = 195,45$ $\rho_c = 235$
 $\bar{M} = 17,032$ $T_c = 405,55$
 $T_b = 239,75$ $p_c = 11\,290$

T_{sat} p_{sat}	239,75 101,3	250 165,4	270 381,9	290 775,3	310 1424,9	330 2422	350 3870	370 5891	390 8606	400 10280	[1]
ρ_l	682	669	643	615	584	551	512	466	400	344	[1]
ρ_g	0,86	1,41	3,09	6,08	11,0	18,9	31,5	52,6	93,3	137	[1]
h_l	808,0	854,0	945,7	1039,6	1135,7	1235,7	1341,9	1457,5	1591,4	1675,3	[1]
h_g	2176	2192	2219	2240	2251	2255	2251	2202	2099	1982	[1]
$\Delta h_{g,l}$	1368	1338	1273	1200	1115	1019	899	744	508	307	[1]
$c_{p,l}$	4,472	4,513	4,585	4,649	4,857	5,066	5,401	5,861	7,74		[3]
$c_{p,g}$	2,12	2,32	2,69	3,04	3,44	3,90	4,62	6,21	8,07		[1, 9]
η_l	285	246	190	152	125	105	88,5	70,2	50,7	39,5	[4]
η_g	9,25	9,59	10,30	11,05	11,86	12,74	13,75	15,06	17,15	19,5	[1, 4]
λ_l	614	592	569	501	456	411	365	320	275	252	[2]
λ_g	18,8	19,8	22,7	25,2	28,9	34,3	39,5	50,4	69,2	79,4	[2, 16]
Pr_l	2,06	1,88	1,58	1,39	1,36	1,32	1,34	1,41	1,43		[12]
Pr_g	1,04	1,11	1,17	1,25	1,31	1,34	1,49	1,70	1,86		[12]
σ	33,9	31,5	26,9	22,4	18,0	13,7	9,60	5,74	2,21	0,68	[6]
$\beta_{e,l}$	1,90	1,98	2,22	2,63	3,18	4,01	5,50	8,75	19,7	29,2	[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 52. Свойства аргона

Ar $T_m = 83,78$ $\rho_c = 536$
 $\bar{M} = 39,944$ $T_c = 150,86$
 $T_b = 87,29$ $p_c = 4898$

T_{sat} p_{sat}	87,29 101,3	94,4 201,6	101,4 362,2	108,5 601,5	115,5 938,2	122,6 1393	129,7 1987	136,7 2738	143,8 3702	150,9 4898	[1]
ρ_l	1393	1348	1301	1251	1197	1137	1068	986,7	877,6	535,6	[1]
ρ_g	5,78	10,9	18,6	30,2	46,4	68,9	100,2	146,8	222,4	535,6	[1]
h_l	-116,1	-108,8	-101,1	-92,9	-84,2	-74,9	-64,5	-53,0	-40,2	-2,4	[1]
h_g	43,5	45,8	47,6	48,7	49,0	48,2	46,0	41,7	33,3	-2,4	[1]
Δh_g	159,6	154,6	148,9	141,6	133,2	123,1	110,6	94,7	73,5		[1]
$c_{p,l}$	1,083	1,168	1,200	1,218	1,257	1,358	1,559	1,923	2,011		[3, 9]
$c_{p,g}$	0,548	0,569	0,626	0,665	0,745	0,866	1,067	1,509	2,951		[9]
η_l	260,5	211,9	176,6	150,8	131,1	116,1	101,7	84,2	63,9	27,9	[4]
η_g	7,43	8,04	8,69	9,39	10,2	10,5	12,1	13,6	15,8	27,9	[4]
λ_l	123,2	114,9	106,5	98,7	90,1	81,1	71,9	63,4	53,6	30	[2]
λ_g	6,09	6,63	7,23	7,92	8,70	9,67	11,1	12,9	15,4	30	[9]
Pr_l	2,29	2,15	1,99	1,86	1,83	1,94	2,21	2,55	2,40		[12]
Pr_g	0,67	0,69	0,75	0,79	0,87	0,94	1,16	1,59	3,03		[12]
σ	14,50	12,77	11,28	9,35	7,73	6,18	4,71	3,34	2,61	1,75	[6]
$\beta_{e,l}$	4,58	5,01	5,50	6,41	7,80	9,61	12,6	16,8	23,7	41,8	[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 53. Свойства двуокиси углерода

CO₂ $T_m = 216,55$ $\rho_c = 468$
 $\tilde{M} = 44,011$ $T_c = 304,19$
 $T_b = 194,65$ $\rho_c = 7382$

T_{sat} p_{sat}	216,55 518	230 891	240 1282	250 1787	260 2421	270 3203	280 4159	290 5315	300 6712	304,19 7382	[1]
ρ_l	1179	1130	1089	1046	998	944	883	805	676	468	[1]
ρ_g	15,8	20,8	32,7	45,9	63,6	88,6	121	172	268	468	[1]
h_l	—206,2	—181,5	—162,5	—142,6	—121,9	—99,6	—75,7	—47,6	—10,8	42,8	[1]
h_g	141,1	148,5	151,7	151,1	148,6	142,9	134,9	122,8	96,3	42,8	[1]
Δh_g	347,3	330,0	314,2	293,7	270,5	242,5	210,6	170,4	107,1		[1]
$c_{p,l}$	2,15	2,08	2,09	2,13	2,24	2,42	2,76	3,63	7,69		[9, 1]
$c_{p,g}$	0,89	0,98	1,10	1,20	1,42	1,64	1,94	3,03	9,25		[9, 1]
η_l	250	200	166	138	117	102	90,8	79,0	59,6	31,6	[9, 4]
η_g	11,0	12,0	12,7	13,5	14,3	15,2	16,5	18,7	22,8	31,6	[4]
λ_l	177	160	146	134	122	110	98	86,1	74,1	47,5	[1, 2]
λ_g	11,5	12,9	14,2	15,7	17,4	19,7	22,9	28,0	39,2	47,5	[9]
Pr_l	3,04	2,60	2,38	2,19	2,15	2,24	2,56	3,33	6,19		[12]
Pr_g	0,85	0,91	0,98	1,03	1,17	1,27	1,40	2,02	5,38		[12]
σ	17,1	13,8	11,4	9,16	7,02	5,01	3,19	1,61	0,33		[6]
$\beta_{e,l}$	2,86	3,60	4,18	4,91	6,00	7,63	10,2	18,2	57		[29]

Примечание. См. примечание 2 к табл. 1.

Таблица 54. Свойства окиси углерода

CO $T_m = 68,16$ $\rho_c = 301$
 $\tilde{M} = 28,011$ $T_c = 133,16$
 $T_b = 81,66$ $\rho_c = 3498$

T_{sat} p_{sat}	81,66 101,3	90 245	95 437	100 548	105 776	110 1070	115 1433	120 1875	125 2423	133,16 3498	[1]
ρ_l	789	751	728	702	675	646	613	574	526	301	[1]
ρ_g	4,40	9,99	15,4	22,4	31,0	42,6	57,2	77,5	153	301	[1]
h_l	150,4	168,6	179,8	192,3	204,7	216,1	227,1	239,3	258,1	314,33	[1]
h_g	366,0	369,7	371,2	372,9	374,3	374,6	374,0	370,9	363,7	314,33	[1]
$\Delta h_{g,l}$	215,6	201,1	191,4	180,6	169,6	158,5	146,9	131,6	105,6		[1]
$c_{p,l}$	2,15	2,17	2,20	2,26	2,34	2,46	2,61	2,79	3,02		[5]
$c_{p,g}$	1,22	1,35	1,52	1,60	1,79	2,03	2,42	3,18	5,25		[13, 20]
η_l	154	120	105	93,5	83,9	75,9	69,1	63,3	58,3		[25]
η_g	7,08	7,51	7,80	8,11	8,44	8,80	9,23	9,78	11,7		[26, 21]
λ_l	141	125	116	107	98,2	89,3	80,3	71,4	62,5		[2]
λ_g	6,89	8,22	8,93	9,71	10,5	11,5	12,6	14,0	18,4		[2, 22]
Pr_l	2,35	2,08	1,99	1,97	2,00	2,09	2,25	2,47	2,82		[12]
Pr_g	1,25	1,23	1,33	1,34	1,44	1,55	1,77	2,22	3,34		[12]
σ	9,47	7,73	6,71	5,71	4,73	3,78	2,86	1,97	1,13		[6]
$\beta_{e,l}$	5,46	6,65	7,52	8,44	9,63	11,6	14,9	20,7	31		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 55. Свойства четыреххлористого углерода

CCl_4 $T_m = 250,25$ $\rho_c = 588$
 $\bar{M} = 153,8$ $T_c = 556,35$
 $T_b = 349,85$ $p_c = 4560$

T_{sat} p_{sat}	349,9 101,3	370 184	390 307	410 473	430 701	450 1020	470 1390	495 2020	525 3160	556,35 4560	[1]
ρ_l	1484	1442	1397	1351	1303	1250	1199	1107	989	588	[1]
ρ_g	5,44	9,40	15,2	23,4	34,8	50,3	71,2	108,5	184,5	588	[62]
h_l	—36	—17	—1	16	38	53	72	92	123	177	[67]
h_g	159	169	179	188	197	205	212	218	221	177	[30, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	195	188	180	172	159	152	140	126	98		[66]
$c_{p,l}$	0,92	0,94	0,97	1,01	1,06	1,14	1,24	1,36	1,57		[5]
$c_{p,g}$	0,58	0,60	0,62	0,65	0,68	0,73	0,80	0,91	1,30		[30, 62]
η_l	494	407	352	309	274	241	205	154	98	63	[25, 33]
η_g	11,9	12,5	13,3	14,1	14,9	15,7	16,7	18,9	21,0	63	[1, 20]
λ_l	92	87	83	78	74	70	65	57	45	25	[1]
λ_g	8,6	9,3	10,0	10,7	11,5	12,3	13,2	14,3	16,3	25	[1, 22]
Pr_l	4,94	4,40	4,16	4,08	3,93	3,92	3,91	3,67	3,42		[12]
Pr_g	0,80	0,81	0,82	0,85	0,88	0,93	1,01	1,20	1,67		[12]
σ	20,2	17,6	15,4	13,1	10,9	8,8	6,9	4,4	2,0		[1]
$\beta_{e,l}$	1,36	1,50	1,68	1,90	2,19	2,58	3,14	4,30	7,83		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 4.

Таблица 56. Свойства хлора

Cl_2 $T_m = 172,65$ $\rho_c = 573$
 $\bar{M} = 70,914$ $T_c = 417,15$
 $T_b = 239,11$ $p_c = 7710$

T_{sat} p_{sat}	239 101,3	261 241	283 501	305 928	328 1575	350 2501	372 3769	394 5452	411 7036	416 7634	[1]
ρ_l	1563	1503	1439	1370	1295	1213	1116	992,1	838,9	700,8	[1]
ρ_g	3,69	8,20	16,2	28,9	48,5	78,1	123,8	202,0	329,0	468,4	[1]
h_l	237,7	258,8	280,5	302,6	325,6	349,9	377,0	409,7	444,2	467,3	[1]
h_g	525,4	533,9	541,7	548,1	552,8	554,8	553,0	543,9	523,4	499,8	[1]
$\Delta h_{g,l}$	287,7	275,1	261,2	245,5	227,2	204,9	176,0	134,2	79,2	32,5	[1]
$c_{p,l}$	0,949	0,954	0,962	0,973	1,01	1,10	1,40	1,93			[6]
$c_{p,g}$	0,497	0,528	0,579	0,644	0,748	0,985	1,40	1,98	4,40		[3, 20]
η_l	496,5	428,6	372,6	331,3	285,5	270,5	248,5	230,0	217,6	214,2	[7]
η_g	10,9	12,5	13,6	14,8	16,0	17,5	19,5	22,3	28,0	35,9	[4, 14]
λ_l	163	154	143	132	120	107	93,6	76,8	59,8	48,8	[2]
λ_g	6,9	7,8	8,7	10,0	11,5	13,1	15,7	19,5	26,5	34,0	[2, 22]
Pr_l	2,89	2,66	2,52	2,45	2,41	2,79	3,71	5,76			[12]
Pr_g	0,79	0,85	0,91	0,95	1,04	1,32	1,72	2,26	4,65		[12]
σ	26,90	23,58	19,96	16,53	13,14	9,64	6,34	3,13	0,76	0,12	[6]
$\beta_{e,l}$	1,69	1,95	2,27	2,70	3,38	4,16	6,08	10,5	26,0		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 57. Свойства фтора

F_2
 $\bar{M}=38,00$
 $T_b=85,2$

$T_m=53$
 $T_c=144$
 $\rho_c=5320$

$\rho_c=535$

T_{sat} p_{sat}	85,2 101,3	95 278	100 428	105 634	110 903	117,5 1439	122,5 1903	127,5 2470	132,5 3159	142,5 4987	[1]
ρ_l	1524	1435	1393	1349	1303	1229	1174	1112	1040	749,0	[1]
ρ_g	8,30	14,4	21,7	31,7	44,9	72,0	97,2	130,5	176,8	378,8	[1]
h_l	—359,8	—342,5	—333,8	—324,9	—316,1	—302,2	—292,4	—282,0	—270,9	—236,8	[1]
h_g	—168,2	—164,2	—162,4	—161,1	—160,5	—160,9	—162,3	—165,0	—169,5	—192,4	[1]
$\Delta h_{g,l}$	191,6	178,3	171,4	163,8	155,6	141,3	130,1	117,0	101,4	44,4	[1]
$c_{p,l}$	1,55	1,60	1,65	1,72	1,83	2,04	2,23	2,47	2,75	3,47	[3, 5]
$c_{p,g}$	0,795	0,881	0,945	1,03	1,14	1,35	1,60	2,22	3,61		[30, 20]
η_l	237	183	163	147	133	117	108	99,8	93,0	89,5	[25]
η_g	7,23	8,57	9,09	9,62	10,2	11,2	11,9	12,9	14,2	21,4	[4, 14]
λ_l	158	143	135	128	121	114	102	94	85	53	[2]
λ_g	7,0	8,3	8,9	9,5	10,5	11,8	13,2	15,0	17,0	26,5	[2, 22]
Pr_l	2,33	2,77	1,99	1,98	2,01	2,09	2,36	2,62	3,01	5,86	[12]
Pr_g	0,82	0,91	0,97	1,04	1,11	1,28	1,44	1,91	3,01		[12]
σ	14,25	12,13	11,03	9,92	8,79	7,06	5,87	3,91	3,38	0,56	[6]
$\beta_{e,l}$	6,30	6,59	6,88	7,55	8,52	10,6	12,5	16,2	23,2		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 58. Свойства гелия

He
 $\bar{M}=4,0026$
 $T_b=4,21$

$T_m=0,95$
 $T_c=5,19$
 $\rho_c=2290$

$\rho_c=69,3$

T_{sat} p_{sat}	4,21 101,3	4,3 111	4,4 120	4,5 132	4,6 144	4,7 157	4,8 169	4,9 184	5,0 199	5,19 229	[1]
ρ_l	125,0	123,6	122,0	119,5	117,0	114,4	111,0	106,5	101,0	69,3	[1]
ρ_g	11,58	12,43	13,13	14,12	15,07	16,08	16,95	18,08	19,16		[111]
h_l	0,00	0,42	0,50	0,53	0,57	0,62	0,69	0,82	1,02		[95]
h_g	20,9	20,72	20,20	19,33	18,57	17,42	16,29	14,62	13,62		[85]
$\Delta h_{g,l}$	20,9	20,3	19,7	18,8	18,0	16,8	15,6	13,8	12,0		[1]
$c_{p,l}$	4,48	4,77	5,11	5,53	5,94	6,57	7,53	9,08	11,5		[1]
$c_{p,g}$	5,19	5,19	5,19	5,19	5,19	5,19	5,19	5,19	5,19		[30, 92]
η_l	36,5	36,3	36,1	36,0	35,8	35,5	35,4	35,1	34,9		[25]
η_g	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,20	1,22	1,25	1,27	1,31	[4, 93]
λ_l	31,2	32,4	33,9	35,4	37,0	38,7	40,5	42,3	44,3		[7]
λ_g	8,3	8,45	8,60	8,79	8,95	9,1	9,28	9,43	9,62		[31, 93]
Pr_l	5,23	5,37	5,44	5,62	5,75	6,19	6,58	7,95	9,06		[12]
Pr_g	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,69	0,69		[12, 93]
σ	0,111	0,099	0,087	0,075	0,063	0,061	0,040	0,028	0,019		[6]
$\beta_{e,l}$	117	144	177	214	256	306	384	528	806		[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 1.

2. Данные в [85] рассчитаны по разности энтальпий пара и жидкости.

3. В [92] приведены теплоемкости идеального газа. Не существует надежных методов, с помощью которых можно было бы получить из этих данных теплоемкости при давлении насыщения.

4. В [93] приведены свойства при низком давлении (обычно при 100 кПа). Не существует надежного способа получения из этих данных значений при давлении насыщения.

Таблица 59. Свойства водорода

H_2 $T_m = 13,95$ $\rho_c = 31,6$
 $\bar{M} = 2,0160$ $T_c = 33,23$
 $T_b = 20,38$ $\rho_c = 1316$

T_{sat} p_{sat}	20,38 101,3	21 121	23 204	25 321	27 479	29 685	30 808	31 946	32 1100	33,23 1316	[1]
ρ_l	71,1	70,4	67,9	65,0	61,6	57,4	54,9	51,7	47,5	31,6	[1]
ρ_g	1,31	1,56	2,49	3,88	5,81	8,60	10,5	13,0	16,6	31,6	[1]
h_l	262	268	291	317	348	384	406	431	463	561	[1]
h_g	718	721	729	732	730	719	710	694	671	561	[1]
$\Delta h_{g,l}$	456	453	438	415	382	335	304	263	208		[1]
$c_{p,l}$	9,74	10,2	11,8	13,7	16,4	21,1	25,5	33,8	55,8		[1]
$c_{p,g}$	11,7	11,9	13,0	14,6	17,5	23,3	28,9	39,7	69,1		[1]
η_l	12,7	12,0	10,5	9,05	7,84	6,76	6,27	5,67	5,00	3,38	[1]
η_g	1,12	1,17	1,30	1,43	1,56	1,74	1,86	2,00	2,19	3,38	[1]
λ_l	119	121	126	127	122	112	106	100	91	60	[3]
λ_g	16,3	16,9	19,2	22	25	29	31	35	40	60	[3]
Pr_l	1,04	1,02	0,99	0,98	1,05	1,27	1,51	1,92	3,07		[12]
Pr_g	0,80	0,82	0,88	0,95	1,09	1,40	1,73	2,27	3,78		[12]
σ	1,92	1,81	1,47	1,13	0,796	0,483	0,333	0,207	0,106		[1]
$\beta_{e,l}$	15,9	16,8	20,6	26,3	35,1	52,0	68,4	95,3	172,9		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 60. Свойства хлористого водорода

HCl $T_m = 158,93$ $\rho_c = 450$
 $\bar{M} = 36,461$ $T_c = 324,6$
 $T_b = 188,05$ $\rho_c = 8309$

T_{sat} p_{sat}	188,05 101,3	200 180	215 370	230 670	245 1100	260 1800	275 2700	290 3800	305 5500	324,65 8309	[45]
ρ_l	1190	1155	1115	1070	1020	970	925	845	755	450	[45]
ρ_g	2,5	5	10	15	25	40	55	90	140	450	[45]
h_l	0,0	20	45	71	99	130	164	203	247		[83]
h_g	442	452	461	467	473	478	480	478	465		[84]
$\Delta h_{g,l}$	442	432	416	396	374	348	316	275	218		[66]
$c_{p,l}$	1,61	1,66	1,74	1,84	1,95	2,15	2,34	2,67	3,28		[5, 70]
$c_{p,g}$	0,85	0,87	0,91	0,96	1,04	1,16	1,36	1,74	2,74		[30, 62]
η_l	407	332	259	204	160	126	101	77	60	34	[25, 45]
η_g	9,0	9,6	10,4	11,2	12,1	13,0	14,1	15,1	16,8	34	[26, 45, 21]
λ_l	337	323	305	285	264	242	219	195	169	61	[7, 45]
λ_g	8,6	9,3	10,5	12,0	13,5	15,6	17,8	21,6	26,9	61	[31, 22, 107]
Pr_l	1,94	1,71	1,48	1,32	1,18	1,12	1,08	1,05	1,16		[12]
Pr_g	0,89	0,90	0,90	0,90	0,93	0,97	1,06	1,22	1,71		[12]
σ	23,2	21,0	18,3	15,5	12,9	10,2	7,7	5,2	2,8		[6]
$\beta_{e,l}$	2,31	2,49	2,72	3,30	3,81	4,00	5,91	9,52	30,55		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 27 и примечание 3 к табл. 29.

Таблица 61. Свойства фтористого водорода

HF $T_m = 190$ $\rho_c = 290,0$
 $\bar{M} = 20,063$ $T_c = 461,15$
 $T_b = 292,69$ $p_c = 6485$

T_{sat} p_{sat}	292,69 101,3	305 152	325 285	345 500	365 820	385 1320	405 2100	425 3150	445 4800	461,15 6490	[45]
ρ_l	968	945	905	862	816	765	710	640	545	290	[45]
ρ_g	2,0	3,5	5,0	10,0	14,0	20	28	45	88	290	[45]
h_l	0,0	37,9	101,6	168	239	316	400	493	598		[84]
h_g	330	407,9	536,6	653	769	896	1010	1068	993		[85]
$\Delta h_{g,l}$	330	370	435	485	530	580	610	575	395		[66]
$c_{p,l}$	3,04	3,12	3,26	3,44	3,68	4,00	4,41	4,92	5,56		[5]
$c_{p,g}$	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46	1,46		[30, 92]
η_l	215	191	161	139	121	106	93	81,6	71,2	39,8	[25, 45]
η_g	10,9	12,2	13,5	14,5	15,4	16,3	17,2	18,1	18,9	39,8	[26, 45, 93]
λ_l	402	387	362	335	310	283	255	227	199		[7, 45]
λ_g	21,0	21,8	23,0	24,3	25,6	26,9	28,3	29,6	30,9	32,0	[31, 45, 93]
Pr_l	1,63	1,54	1,45	1,43	1,44	1,50	1,61	1,77	1,99	2,22	[12]
Pr_g	0,76	0,82	0,85	0,87	0,88	0,88	0,88	0,89	0,89		[12, 93]
σ	8,65	7,85	6,75	5,6	4,6	3,5	2,5	1,6	0,7		[6]
$\beta_{e,l}$	1,93	2,13	2,45	2,91	3,54	4,40	6,08	9,98	27,6		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 62. Свойства сернистого водорода

H₂S $T_m = 187,6$ $\rho_c = 346$
 $\bar{M} = 34,08$ $T_c = 373,15$
 $T_b = 212,8$ $p_c = 8937$

T_{sat} p_{sat}	212,8 101,3	220 140	240 325	260 680	280 1020	300 2000	320 3250	340 4890	360 7050	373,15 8937	[45]
ρ_l	965	955	915	875	830	780	720	650	565	346	[4]
ρ_g	2,0	2,6	5,5	11,0	21,0	35,0	55,0	95,0	160,0	346	[45]
h_l	—356	—341	—301	—256	—207	—161	—104	—42	45	68	[67]
h_g	199	204	219	230	239	244	241	228	190	68	[63, 62, 69]
$\Delta h_{g,l}$	555	545	520	485	445	405	345	270	145		[45]
$c_{p,l}$	1,83	1,85	1,91	2,00	2,13	2,35	2,64	3,10	4,38		[70]
$c_{p,g}$	1,02	1,03	1,08	1,16	1,28	1,45	1,77	2,48	6,45		[45, 63, 62]
η_l	423	378	272	205	162	130	110	87	66	40,5	[45, 33]
η_g	9,2	9,6	10,5	11,4	12,4	13,5	14,8	16,5	19,2	40,5	[45, 21]
λ_l	233	224	199	175	153	131	107	85	62	49,5	[45, 22]
λ_g	9,1	9,6	11,1	12,9	14,7	17,0	19,8	24,1	30,5	49,5	[45, 22, 107]
Pr_l	3,32	3,12	2,61	2,34	2,26	2,33	2,71	3,17	4,66		[12]
Pr_g	1,03	1,03	1,02	1,03	1,08	1,15	1,32	1,70	4,06		[12]
σ	29,0	27,5	23,5	19,6	16,0	12,5	9,2	5,5	2,2		[45]
$\beta_{e,l}$	1,86	1,98	2,31	2,69	3,34	4,40	6,10	8,99	31,5		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 29.

Таблица 63. Свойства ртути

Hg $T_m = 234,32$ $\rho_c = 5500$
 $\tilde{M} = 200,51$ $T_c = 1763,2$
 $T_b = 630,1$ $\rho_c = 151\,000$

T_{sat} ρ_{sat}	630,1 101,3	650 145	700 316	750 620	800 1120	850 1880	900 2990	950 4530	1000 6580	1050 9230	[1]
ρ_l	12 737	12 688	12 567	12 444	12 318	12 190	12 059	11 927	11 791	11 650	[1]
ρ_g	3,91	5,37	10,9	20,1	34,2	54,6	82,7	119,9	167,7	227,3	[1]
h_l	91,8	94,5	101,3	108,2	115,2	122,3	129,5	136,9	144,4	153,8	[1]
h_g	386,7	388,7	393,6	398,4	403,0	407,4	411,6	415,5	419,1	423,0	[1]
$\Delta h_{g,l}$	294,9	294,2	292,3	290,2	287,8	285,1	282,1	278,6	274,7	269,2	[1]
$c_{p,l}$	0,136	0,136	0,137	0,138	0,140	0,142	0,144	0,146	0,149	0,153	[1]
$c_{p,g}$	0,104	0,104	0,105	0,106	0,107	0,108	0,109	0,111	0,113	0,116	[1]
η_l	884	870	841	816	794	776	760	746	736	723	[1]
η_g	61,7	63,5	68,6	73,5	78,4	83,5	88,4	93,2	98,0	103,0	[1]
λ_l	121,9	123,6	128,0	131,9	135,1	137,8	141,8	144,5	146,9	147,9	[1, 48]
λ_g	10,4	10,8	11,7	12,6	13,5	14,4	15,3	16,2	17,2	18,1	[1]
Pr_l	0,987	0,957	0,900	0,854	0,823	0,800	0,772	0,754	0,744	0,748	[12]
Pr_g	0,617	0,612	0,616	0,618	0,621	0,626	0,630	0,637	0,644	0,660	[12]
σ											[50]
$\beta_{e,l}$	0,194	0,193	0,195	0,203	0,212	0,221	0,230	0,241	0,253	0,269	[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 1.
 2. В [50] данные о меофаэном натяжении выше 200°C отсутствуют.

Таблица 64. Свойства неона

Ne $T_m = 24,5$ $\rho_c = 483$
 $\tilde{M} = 20,183$ $T_c = 44,4$
 $T_b = 27,09$ $\rho_c = 2654$

T_{sat} ρ_{sat}	27,1 101,3	29 174	31 284	33 439	35 646	37 916	39 1260	41 1688	43 2216	44,4 2654	[1]
ρ_l	1205	1170	1131	1089	1043	992	932	859	754	483	[1]
ρ_g	9,57	15,7	25,0	38,0	56,0	80,8	115,3	164,5	243,5	483	[1]
h_l	5,01	9,00	13,38	17,96	22,74	27,70	32,93	38,67	46,32		[1]
h_g	91,11	92,23	93,00	93,27	92,94	91,85	89,83	86,58	81,13		[1]
$\Delta h_{g,l}$	86,1	83,2	79,6	75,3	70,2	64,2	56,9	47,9	34,8		[1]
$c_{p,l}$	1,87	1,92	1,97	2,05	2,14	2,29	2,49	2,77	3,23		[5]
$c_{p,g}$	1,31	1,42	1,61	1,84	2,02	2,42	3,06	4,45	8,08		[3, 20, 37]
η_l	127	105	92,5	77,9	65,9	56,6	47,3	38,6	27,8	16,7	[1, 4]
η_g	4,63	5,04	5,43	5,83	6,12	6,82	7,43	8,47	11,9	16,7	[4]
λ_l	113	110	108	102	96,5	88,6	78,9	67,3	50,3	33	[2]
λ_g	7,7	8,5	9,3	10,2	11,1	12,4	13,9	16,0	22,8	33	[2]
Pr_l	2,10	1,83	1,69	1,57	1,46	1,46	1,49	1,59	1,69		[12]
Pr_g	0,79	0,84	0,94	1,05	1,11	1,33	1,64	2,36	4,22		[12]
σ	4,78	4,15	3,50	2,87	2,26	1,69	1,15	0,65	0,20		[1, 6]
$\beta_{e,l}$	1,47	1,66	1,91	2,23	2,68	3,32	4,47	7,10	31,0		[10]

Примечания: 1. См. примечания к табл. 1.
 2. В [37] приведены поправки к давлению, найденные по принципу соответственных состояний. Поскольку у неона проявляются квантовые эффекты, приводимые значения могут иметь большие погрешности.

Таблица 65. Свойства азота

N_2
 $\bar{M}=28,016$
 $T_b=77,35$

$T_m=63,15$
 $T_c=126,25$
 $\rho_c=3396$

$\rho_c=304$

T_{sat} p_{sat}	77,35 101,3	85 290	90 360	95 540	100 778	105 1083	110 1467	115 1940	120 2515	126 3357	[1]
ρ_l	807,10	771,01	746,27	719,42	691,08	660,5	626,17	583,43	528,54	379,22	[1]
ρ_g	4,621	9,833	15,087	22,286	31,989	44,984	62,578	87,184	124,517	237,925	[1]
h_l	-120,8	-105,7	-95,6	-85,2	-74,5	-63,8	-51,4	-38,1	-21,4	17,4	[1]
h_g	76,8	82,3	85,0	86,8	87,7	87,4	85,6	81,8	74,3	49,5	[1]
$\Delta h_{g,l}$	197,6	188,0	180,5	172,2	162,2	150,7	137,0	119,9	95,7	32,1	[1]
$c_{p,l}$	2,064	2,096	2,140	2,211	2,311	2,467	2,711	3,180	4,347		[9]
$c_{p,g}$	1,123	1,192	1,258	1,350	1,474	1,666	1,975	2,586	4,136		[9]
η_l	163	127	110	97,2	86,9	78,5	70,8	59,9	48,4	19,1	[4]
η_g	5,41	5,60	6,36	6,80	7,28	7,82	8,42	9,25	10,68	19,1	[4, 9]
λ_l	136,7	122,9	112,0	104,0	95,5	88,0	80,2	70,4	62,8	52,8	[1, 9]
λ_g	7,54	8,18	9,04	9,77	10,60	11,69	14,50	20,76	30,91	51,11	[9]
Pr_l	2,46	2,17	2,10	2,07	2,10	2,20	2,39	2,71	3,35		[12]
Pr_g	0,81	0,82	0,89	0,94	1,01	1,11	1,15	1,16	1,43		[12]
σ	8,85	7,20	6,16	4,59	3,67	2,79	1,98	1,18	0,52	0,01	[27, 28]
$\beta_{e,l}$	5,65	6,46	7,26	8,47	9,69	12,1	15,7	23,0	37,5		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 66. Свойства кислорода

O_2
 $\bar{M}=32,00$
 $T_b=90,18$

$T_m=54,35$
 $T_c=154,77$
 $\rho_c=5090$

$\rho_c=405$

T_{sat} p_{sat}	90,18 101,3	97 196	104 352	111 583	118 908	125 1348	132 1924	140 2782	146 3591	154 3939	[1]
ρ_l	1135,72	1102,05	1065,07	1025,64	982,32	934,58	880,28	808,41	737,56	557,10	[1]
ρ_g	4,48	8,23	14,14	22,79	35,03	52,05	75,81	116,12	163,34	304,41	[1]
h_l	-133,4	-122,1	-110,3	-98,2	-85,4	-71,8	-57,8	-38,9	-23,2	10,6	[1]
h_g	78,9	83,8	88,0	91,2	93,3	93,9	92,8	88,4	81,4	56,7	[1]
$\Delta h_{g,l}$	212,3	205,9	198,3	189,4	178,7	165,7	150,1	127,3	104,6	46,1	[1]
$c_{p,l}$	1,63	1,66	1,70	1,76	1,86	2,00	2,22	2,63	3,28		[1]
$c_{p,g}$	0,96	1,00	1,05	1,12	1,23	1,36	1,68	2,27	3,63		[9]
η_l	195,83	161,75	136,55	116,80	101,20	89,00	80,15	69,66	60,65	42,48	[9]
η_g	6,85	7,50	8,35	9,36	10,6	11,24	13,35	15,8	18,5	26,9	[9]
λ_l	148	139	130	121	111	102	92,5	82,0	71,2		[1]
λ_g	8,5	9,5	10,5	11,7	13,4	14,8	16,9	20,1	23,6	35,2	[9]
Pr_l	2,16	1,93	1,79	1,70	1,70	1,75	1,92	2,23	2,79		[12]
Pr_g	0,77	0,79	0,84	0,90	0,97	1,03	1,33	1,78	2,85	19,93	[12]
σ	13,19	11,53	9,88	8,27	6,71	5,20	3,77	2,23	1,18	0,40	[6]
$\beta_{e,l}$	4,26	4,71	5,39	6,30	7,38	9,65	11,9	17,6	29,0	545,0	[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Таблица 67. Свойства воды

H_2O $T_m = 273,15$ $\rho_c = 315$
 $\bar{M} = 18,0156$ $T_c = 647,3$
 $T_b = 373,15$ $\rho_c = 22\,129$

T_{sat} p_{sat}	373,15 101,3	400 247	430 571	460 1172	490 2185	520 3773	550 6124	580 9460	610 14044	647,3 22129	[57]
ρ_l	958,3	937,5	910,3	879,4	844,3	803,8	756,1	697,2	619,5	315	[44]
ρ_g	0,597	1,370	3,020	5,975	10,95	18,90	31,52	51,85	87,5	315	[44]
h_l	419,10	533,0	662,1	793,5	929,4	1070,9	1220,5	1384,0	1572,9	2100	[44]
h_g	2675,8	2716	2754,9	2783,9	2800,9	2801,9	2783,1	2734,3	2637,1	2100	[44]
$\Delta h_{g,l}$	2256,7	2183	2092,8	1990,4	1871,5	1731,0	1562,6	1350,3	1064,2	0,0	[44]
$c_{p,l}$	4,22	4,24	4,28	4,45	4,60	4,84	5,07	5,70	8,12		[44]
$c_{p,g}$	2,03	2,16	2,35	2,70	3,17	3,84	4,87	6,71	11,2		[1]
η_l	277,53	218,9	175,73	147,24	126,6	111,05	99,21	89,40	78,60	23,1	[44]
η_g	12,55	13,57	14,716	15,86	17,00	18,14	19,33	20,51	21,68	23,1	[44]
λ_l	679,0	685,7	683,3	671,3	646,0	618,3	580,9	536,6	464,0	914	[57]
λ_g	25,0	28,1	31,6	36,6	42,3	50,1	60,2	77,3	111,4	914	[57]
Pr_l	1,72	1,35	1,10	0,98	0,90	0,87	0,87	0,950	1,38		[12]
Pr_g	1,02	1,04	1,09	1,17	1,27	1,39	1,56	1,78	2,17		[12]
σ	58,91	53,50	47,16	40,66	33,90	26,96	19,66	12,71	6,26	0,0	[1]
$\beta_{e,l}$	0,78	0,91	1,02	1,24	1,89	2,00	2,70	3,92	7,85		[10]

Примечание. См. примечания к табл. 1.

Естественно, что все величины можно интерполировать с помощью математических методов. Следует только обратить внимание на выбор надлежащего уравнения для интерполяции. Неудачный выбор может привести к недоразумениям в тех случаях (например, при оценке вязкости жидкостей), где выбранное уравнение в действительности не линеаризует интерполируемое свойство. Анализ погрешностей на основе сравнения рассчитанных и затабулированных величин поможет выявить слишком большие ошибки.

В табл. 1 — 67 приведены сведения о свойствах некоторых веществ. Во всех таблицах физические величины приведены в следующих единицах: температуры T_b , T_m , T_c , T_{sat} в К; плотности ρ_c , ρ_g в кг/м³; давление p_c , p_g в кПа; энтальпии h_l , h_g в кДж/кг; теплоемкости $c_{p,l}$, $c_{p,g}$ в

кДж/(кг·К); вязкости η_g , η_l в мкПа·с; теплопроводности λ_g , λ_l в (мВт/м²)(К/м); поверхностное натяжение σ в мН/м; температурный коэффициент объемного расширения в К⁻¹.

4.5.2. Свойства перегретых газов

В табл. 1—12 этого параграфа приведена информация о нескольких широко используемых в промышленности газах. В этих таблицах v — удельный объем в м³/кг; h — энтальпия в кДж/кг, h — энтропия в кДж/(кг·К) и s — внутренняя энергия в кДж/кг.

Настоящие таблицы представляют собой выдержки из очень полезного справочника [1].

Таблица 1. Свойства газообразного гелия-4

p , МПа	Параметры	T , К							
		40	70	100	300	500	700	1000	1500
0,101 325	v	0,8219	1,438	2,053	6,153	10,25	14,35	20,50	30,75
	h	219,62	375,63	531,50	1570,19	2608,80	3647,41	5205,32	7801,84
	s	19,4650	22,3755	24,2286	29,9343	32,5871	34,3344	36,1866	38,2922
0,20	v	0,4173	0,7298	1,042	3,119	5,196	7,273	10,39	15,58
	h	219,59	375,81	531,75	1570,51	2609,12	3647,72	5205,62	7802,12
	s	18,0470	20,9616	22,8157	28,5220	31,1747	32,9220	34,7742	36,8798

Продолжение табл. 1

p, МПа	Параметры	T, К							
		40	70	100	300	500	700	1000	1500
0,50	v	0,1681	0,2936	0,4184	1,249	2,080	2,911	4,157	6,234
	h	219,49	376,35	532,51	1571,51	2610,10	3648,68	5206,54	7802,99
	s	16,1271	19,0542	10,9110	26,6190	29,2717	31,0189	32,8711	34,9766
1,0	v	0,08500	0,1481	0,2107	0,6261	1,041	1,457	2,080	3,118
	h	219,35	377,25	533,79	1573,16	2611,74	3650,27	5208,07	7804,45
	s	14,6600	17,6076	19,4690	25,1797	27,8323	29,5795	31,4316	33,5371
2,0	v	0,04350	0,07544	0,1068	0,3146	0,5221	0,7296	1,041	1,560
	h	219,24	379,06	536,33	1576,46	2615,00	3653,45	5211,14	7807,34
	s	13,1690	16,1546	18,0247	23,7409	26,3935	28,1406	29,9925	32,0979
4,0	v	0,02288	0,03910	0,05490	0,1588	0,2624	0,3661	0,5216	0,7810
	h	219,93	382,80	541,40	1583,04	2621,51	3659,80	5217,25	7813,13
	s	11,6450	14,6897	16,5762	22,3032	24,9557	26,7025	28,5541	30,6592
7,0	v	0,01421	0,02355	0,03264	0,09197	0,1511	0,2103	0,2991	0,4471
	h	223,35	388,84	549,09	1592,86	2631,24	3669,28	5226,37	7821,77
	s	10,4014	13,4953	15,4016	21,1440	23,7962	25,5425	27,3938	29,4985
10	v	0,01083	0,01735	0,02374	0,06525	0,1066	0,1480	0,2100	0,3136
	h	228,94	395,47	556,93	1602,63	2640,91	3678,71	5235,45	7830,37
	s	9,6173	12,7293	14,6502	20,4062	23,0583	24,8042	26,6550	28,7593
20	v	0,00700	0,01017	0,01336	0,03405	0,05462	0,07521	0,1061	0,1578
	h	255,08	420,70	584,25	1634,95	2672,86	3709,83	5265,41	7858,75
	s	8,1528	11,2409	13,1866	18,9770	21,6282	23,3728	25,2222	27,3252
50	v	0,00465	0,00583	0,00708	0,01527	0,02336	0,03149	0,04374	0,06421
	h	350,04	506,54	670,41	1730,11	2766,57	3800,87	5352,83	7941,55
	s	6,4042	9,3095	11,2572	17,1061	19,7540	21,4941	23,3392	25,4384
100	v	0,00370	0,00427	0,00487	0,00890	0,01285	0,01683	0,02284	0,03294
	h	504,52	653,87	814,00	1882,29	2917,30	3946,88	5492,26	8072,99
	s	5,1517	7,9229	9,8246	15,7180	18,3630	20,0952	21,9324	24,0251

Таблица 2. Свойства газообразной двуокиси углерода

p, МПа	Параметры	T, К							
		300	400	500	600	700	800	900	1000
1,0 (233,0)	v	0,05379	0,07418	0,09376	0,1130	0,1322	0,1513	0,1703	0,1893
	h	419,95	513,65	613,22	718,90	829,90	945,34	1064,46	1186,61
	s	1,7737	2,0430	2,2649	2,4574	2,6284	2,7825	2,9228	3,0515
2,0 (253,6)	v	0,02535	0,03640	0,04654	0,05638	0,06608	0,07571	0,08529	0,09484
	h	409,41	508,45	610,01	716,73	828,37	944,25	1063,68	1186,07
	s	1,6174	1,9025	2,1289	2,3233	2,4954	2,6500	2,7907	2,9196
5,0 (287,5)	v	0,00779	0,01374	0,01824	0,02241	0,02643	0,03039	0,03429	0,03817
	h	366,98	492,26	600,43	710,37	823,93	941,10	1061,45	1184,53
	s	1,3351	1,6993	1,9407	2,1410	2,3160	2,4724	2,6141	2,7438
10	v	0,00620	0,00885	0,01112	0,01325	0,01530	0,01731	0,01929	0,02129
	h	463,19	584,73	700,24	816,97	936,20	1058,02	1182,21	1308,21
	s	1,5127	1,7846	1,9952	2,1751	2,3343	2,4777	2,6086	2,7286
20	v	0,00262	0,00426	0,00554	0,00670	0,00779	0,00885	0,00988	0,01088
	h	403,03	555,30	681,94	804,67	927,73	1052,23	1178,42	1307,42
	s	1,2634	1,6054	1,8366	2,0258	2,1901	2,3367	2,4697	2,5997

Таблица 3. Свойства газообразного этана

p, МПа	Параметры	T, K							
		300	340	380	420	460	500	540	580
0,070 (177,8)	v	1,180	1,340	1,499	1,658	1,816	1,975	2,134	2,292
	h	764,36	838,62	919,15	1006,11	1099,55	1199,46	1305,74	1418,27
	s	4,0686	4,3007	4,5245	4,7419	4,9543	5,1625	5,3669	5,5679
0,101325 (184,3)	v	0,8132	0,9240	1,034	1,144	1,254	1,364	1,474	1,583
	h	763,73	838,14	918,77	1005,80	1099,29	1199,24	1305,56	1418,11
	s	3,9648	4,1974	4,4214	4,6390	4,8516	5,0598	5,2643	5,4653
0,40 (214,3)	v	0,2012	0,2305	0,2592	0,2877	0,3160	0,3441	0,3721	0,4001
	h	757,62	833,52	915,14	1002,86	1096,86	1197,19	1303,80	1416,60
	s	3,5706	3,8079	4,0347	5,2541	4,4677	4,6768	4,8818	5,0833
0,70 (229,8)	v	0,1122	0,1296	0,1465	0,1632	0,1796	0,1958	0,2120	0,2281
	h	751,24	828,77	911,44	999,88	1094,40	1195,12	1302,04	1415,07
	s	3,4008	3,6433	3,8730	4,0942	4,3090	4,5189	4,7245	4,9264
1,0 (240,9)	v	0,07648	0,08926	0,1015	0,1133	0,1250	0,1365	0,1480	0,1593
	h	744,60	823,91	907,68	996,87	1091,93	1193,05	1300,27	1413,55
	s	3,2865	3,5345	3,7673	3,9904	4,2064	4,4171	4,6234	4,8257
2,0 (265,8)	v	0,03451	0,04205	0,04882	0,05520	0,06135	0,06736	0,07326	0,07910
	h	720,03	806,77	894,73	986,63	1083,58	1186,08	1294,36	1408,47
	s	3,0353	3,3067	3,5512	3,7811	4,0015	4,2151	4,4233	4,6271
4,0 (295,5)	v	0,01183	0,01813	0,02243	0,02614	0,02957	0,03283	0,03597	0,03904
	h	644,02	766,56	866,58	965,16	1066,43	1171,98	1282,52	1398,37
	s	2,6418	3,0271	3,3054	3,5520	3,7823	4,0022	4,2148	4,4218
7,0	v		0,00727	0,01106	0,01374	0,01604	0,01812	0,02009	0,02197
	h		678,32	817,80	930,66	1039,90	1150,64	1264,88	1383,51
	s		2,6637	3,0531	3,3357	3,5841	3,8149	4,0347	4,2466
10	v		0,00397	0,00672	0,00892	0,01074	0,01235	0,01383	0,01523
	h		589,90	764,34	894,94	1013,29	1129,67	1247,78	1369,25
	s		2,3579	2,8446	3,1719	3,4411	3,6837	3,9109	4,1279
20	v		0,00277	0,00342	0,00429	0,00521	0,00609	0,00691	0,00769
	h		532,36	668,78	808,21	941,97	1071,47	1199,79	1329,20
	s		2,0966	2,4756	2,8246	3,1289	3,3989	3,6458	3,8769
30	v		0,00252	0,00287	0,00332	0,00384	0,00438	0,00492	0,00544
	h		526,36	646,92	774,99	905,97	1037,43	1169,40	1302,75
	s		2,0017	2,3367	2,6570	2,9549	3,2290	3,4829	3,7211

Таблица 4. Свойства газообразного этилена

p, МПа	Параметры	T, K							
		250	275	300	325	350	375	400	425
0,101325 (169,4)	v	0,7239	0,7983	0,8725	0,9464	1,020	1,094	1,167	1,241
	h	636,60	672,44	710,12	749,81	791,63	835,64	881,87	930,30
	s	3,6592	3,7958	3,9269	4,0539	4,1778	4,2993	4,4186	4,5360
0,20 (181,9)	v	0,3630	0,4015	0,4395	0,4774	0,5151	0,5526	0,5901	0,6275
	h	634,30	670,58	708,57	748,50	790,50	834,66	881,00	929,53
	s	3,4514	3,5896	3,7218	3,8496	3,9741	4,0959	4,2155	4,3332
0,50 (202,3)	v	0,1406	0,1569	0,1728	0,1884	0,2039	0,2192	0,2344	0,2496
	h	627,07	664,76	703,78	744,46	787,04	831,65	878,36	927,19
	s	3,1599	3,3036	3,4393	3,5695	3,6957	3,8188	3,9394	4,0577
1,0 (221,3)	v	0,06616	0,07520	0,08377	0,09204	0,1001	0,1081	0,1159	0,1237
	h	614,02	654,54	695,48	737,54	781,16	826,57	873,91	923,25
	s	2,9178	3,0723	3,2147	3,3494	3,4787	3,6039	3,7261	3,8458
2,0 (244,3)	v	0,02809	0,03402	0,03912	0,04379	0,04822	0,05249	0,05665	0,06072
	h	581,93	631,43	677,50	722,94	768,96	816,15	864,87	915,31
	s	2,6176	2,8065	2,9668	3,1123	3,2487	3,3789	3,5047	3,6270
5,0 (282,0)	v			0,01137	0,01454	0,01700	0,01917	0,02116	0,02304
	h			602,17	670,35	727,99	782,62	836,57	890,92
	s			2,5021	2,7208	2,8918	3,0425	3,1818	3,3136

Таблица 5. Свойства газообразного водорода (пароводорода)

p, МПа	Параметры	T, K							
		100	200	300	400	600	800	1800	1500
0,101325 (20,28)	v	4,070	8,147	12,22	16,29	24,43	32,57	48,85	61,06
	h	1399,8	2971,3	4509,6	5976,6	8880,9	11806,0	17833,5	22547,2
	s	42,689	53,475	59,729	63,952	69,840	74,046	80,146	83,650
0,20 (22,81)	v	2,061	4,130	6,194	8,257	12,38	16,51	24,75	30,94
	h	1398,3	2971,3	4510,1	5977,3	8881,7	11806,9	17834,3	22548,0
	s	39,869	50,667	56,924	61,147	67,035	71,242	77,342	80,846
0,50 (27,12)	v	0,8241	1,656	2,482	3,307	4,957	6,607	9,906	12,38
	h	1393,6	2971,5	4511,6	5979,4	8884,2	11809,5	17836,9	22550,6
	s	36,046	46,880	53,143	57,367	63,257	67,463	73,563	77,067
1,0 (31,26)	v	0,4119	0,8308	1,245	1,658	2,483	3,307	4,957	6,194
	h	1386,0	2971,7	4514,1	5982,8	8888,4	11813,8	17841,3	22554,9
	s	33,114	44,008	50,280	54,507	60,398	64,605	70,705	74,209
2,0	v	0,2059	0,4184	0,6261	0,8328	1,245	1,658	2,482	3,101
	h	1371,4	2972,3	4519,1	5989,7	8896,7	11822,6	17850,1	22563,5
	s	30,114	41,122	47,413	51,645	57,539	61,747	67,847	71,351
4,0	v	0,1034	0,2123	0,3168	0,4204	0,6268	0,8329	1,245	1,554
	h	1345,2	2974,1	4529,3	6003,5	8913,3	11840,0	17867,6	22580,8
	s	26,993	38,213	44,538	48,781	54,681	58,890	64,990	68,494
7,0	v	0,06019	0,1240	0,1843	0,2436	0,3616	0,4793	0,7146	0,8911
	h	1313,9	2978,3	4544,9	6024,2	8938,1	11866,0	17893,8	22606,6
	s	24,349	35,834	42,207	46,465	52,374	56,584	62,685	66,188
10	v	0,04345	0,08877	0,1312	0,1729	0,2556	0,3379	0,5025	0,6260
	h	1292,9	2984,2	4561,0	6045,1	8962,9	11892,0	17920,0	22632,3
	s	22,615	34,299	40,715	44,987	50,904	55,116	61,217	64,720
20	v	0,02528	0,04795	0,06945	0,09043	0,1318	0,1729	0,2551	0,3167
	h	1281,7	3015,9	4617,9	6115,4	9045,0	11978,2	18007,0	22718,0
	s	19,291	31,274	37,794	42,105	48,047	52,265	58,367	61,869
50	v	0,01551	0,02401	0,03257	0,04097	0,05751	0,07391	0,1066	0,1311
	h	1456,2	3185,6	4816,6	6336,4	9290,7	12233,9	18265,8	22973,9
	s	15,362	27,268	33,906	38,282	44,275	48,508	54,614	58,113
100	v	0,01192	0,01608	0,02031	0,02448	0,03272	0,04086	0,05708	0,06923
	h	1850,1	3553,2	5192,3	6725,3	9700,6	12655,0	18692,0	23396,7
	s	12,618	24,314	30,983	35,397	41,433	45,682	51,794	55,291

Таблица 6. Свойства газообразной ртути

p, МПа	Параметры	T, K							
		900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
0,20 (670,0)	v	0,1861	0,2069	0,2277	0,2484	0,2692	0,2899	0,3107	0,3314
	h	353,51	363,91	374,29	384,68	395,05	405,43	415,80	426,17
	s	0,5375	0,5484	0,5583	0,5674	0,5757	0,5834	0,5905	0,5972
0,50 (733,2)	v	0,07422	0,08258	0,09091	0,09924	0,1076	0,1159	0,1242	0,1325
	h	353,20	363,65	374,07	384,48	394,89	405,28	415,67	426,06
	s	0,4993	0,5103	0,5202	0,5293	0,5376	0,5453	0,5525	0,5592
1,0 (789,7)	v	0,03692	0,04113	0,04532	0,04951	0,05368	0,05785	0,06202	0,06618
	h	352,68	363,21	373,70	384,16	394,61	405,04	415,46	425,87
	s	0,4702	0,4813	0,4913	0,5004	0,5087	0,5165	0,5237	0,5304
2,0 (855,8)	v	0,01827	0,02040	0,02253	0,02464	0,02674	0,02884	0,03093	0,03302
	h	351,62	362,32	372,95	383,52	394,05	404,55	415,02	425,48
	s	0,4407	0,4520	0,4621	0,4713	0,4797	0,4875	0,4948	0,5015
5,0 (962,8)	v		0,00796	0,00885	0,00972	0,01058	0,01143	0,01228	0,01313
	h		359,56	370,63	381,54	392,34	403,06	413,71	424,32
	s		0,4122	0,4228	0,4323	0,4409	0,4489	0,4562	0,4630
10 (1064)	v			0,00428	0,00474	0,00518	0,00563	0,00606	0,00650
	h			366,56	378,11	389,40	400,51	411,48	422,34
	s			0,3916	0,4017	0,4107	0,4189	0,4265	0,4335

Таблица 7. Свойства газообразного азота

p, МПа	Параметры	T, К							
		200	300	400	500	600	800	1000	1200
0,101325 (77,35)	v	0,5845	0,8786	1,172	1,465	1,758	2,344	2,930	3,516
	h	357,00	461,14	565,30	670,20	776,59	995,91	1224,55	1461,29
	s	3,9829	4,4051	4,7048	4,9388	5,1327	5,4479	5,7028	5,9185
0,50 (93,98)	v	0,1174	0,1779	0,2378	0,2974	0,3569	0,4758	0,5946	0,7134
	h	355,05	460,25	564,89	670,03	776,59	996,10	1224,84	1461,63
	s	3,5019	3,9286	4,2297	4,4643	4,6585	4,9739	5,2289	5,4447
1,0 (103,7)	v	0,05810	0,08890	0,1191	0,1490	0,1788	0,2384	0,2978	0,3572
	h	352,58	459,16	564,37	669,84	776,60	996,33	1225,20	1,46237
	s	3,2870	3,7195	4,0222	4,2575	4,4521	4,7679	5,0231	5,2389
2,0 (115,6)	v	0,02844	0,04440	0,05971	0,07481	0,08980	0,1197	0,1494	0,1791
	h	347,60	457,00	563,37	669,47	776,62	996,81	1225,92	1462,94
	s	3,0626	3,5070	3,8131	4,0499	4,2452	4,5616	4,8170	5,0330
5,0	v	0,01071	0,01775	0,02413	0,03031	0,03640	0,04843	0,06038	0,07230
	h	332,45	450,83	560,56	668,48	776,77	998,29	1228,12	1465,57
	s	2,7330	3,2154	3,5314	3,7722	3,9696	4,2880	4,5442	4,7606
10	v	0,00502	0,00895	0,01232	0,01551	0,01861	0,02470	0,03071	0,03669
	h	308,56	441,78	556,63	667,31	777,34	1000,90	1231,86	1470,01
	s	2,4341	2,9797	3,3106	3,5576	3,7582	4,0796	4,3371	4,5541
20	v	0,00269	0,00470	0,00649	0,00815	0,00975	0,01285	0,01588	0,01889
	h	280,28	428,93	551,48	666,60	779,54	1006,55	1239,64	1479,06
	s	2,1168	2,7261	3,0795	3,3365	3,5425	3,8690	4,1288	4,3470
40	v	0,00188	0,00278	0,00368	0,00453	0,00535	0,00694	0,00848	0,00999
	h	272,71	421,05	550,24	670,61	787,47	1019,85	1256,13	1497,70
	s	1,8614	2,4664	2,8389	3,1078	3,3209	3,6551	3,9186	4,1387
70	v	0,00156	0,00204	0,00254	0,00302	0,00350	0,00442	0,00531	0,00618
	h	287,71	431,56	562,23	685,58	805,40	1042,66	1282,44	1526,54
	s	1,6820	2,2676	2,6442	2,9197	3,1382	3,4794	3,7469	3,9694
100	v	0,00142	0,00175	0,00209	0,00243	0,00276	0,00341	0,00404	0,00466
	h	309,67	451,53	582,06	706,35	827,54	1067,65	1309,89	1555,93
	s	1,5689	2,1461	2,5222	2,7997	3,0208	3,3662	3,6363	3,8606
200	v	0,00121	0,00138	0,00155	0,00172	0,00189	0,00222	0,00254	0,00286
	h	393,11	534,36	664,90	790,06	912,85	1157,26	1404,11	1654,43
	s	1,3371	1,9118	2,2878	2,5673	2,7912	3,1428	3,4181	3,6462

Таблица 8. Свойства газообразного кислорода

p, МПа	Параметры	T, К							
		200	300	400	500	600	700	800	1000
0,050 (83,94)	v	1,038	1,558	2,079	2,598	3,118	3,638	4,158	5,197
	h	374,65	466,10	559,00	654,63	753,40	855,13	959,43	1174,09
	s	4,1275	4,4982	4,7653	4,9786	5,1586	5,3153	5,4546	5,6939
0,101325 (90,19)	v	0,5113	0,7688	1,026	1,282	1,539	1,795	2,052	2,565
	h	374,39	465,97	558,94	654,60	753,99	855,14	959,45	1174,11
	s	3,9431	4,3143	4,5816	4,7950	4,9750	5,1318	5,2710	5,5104
0,20 (97,24)	v	0,2583	0,3893	0,5197	0,6498	0,7798	0,9098	1,040	1,300
	h	373,89	465,73	558,82	654,54	753,38	855,15	959,48	1174,17
	s	3,7647	4,1370	4,4047	4,6181	4,7982	4,9551	5,0944	5,3337
0,50 (108,8)	v	0,1024	0,1554	0,2079	0,2601	0,3122	0,3642	0,4162	0,5201
	h	372,35	464,94	558,44	654,37	753,33	855,19	959,57	1174,33
	s	3,5212	3,8969	4,1656	4,3796	4,5599	4,7169	4,8562	5,0957
1,0 (119,6)	v	0,05039	0,07749	0,1039	0,1302	0,1563	0,1823	0,2083	0,2603
	h	369,73	463,76	557,81	654,09	753,25	855,25	959,73	1174,59
	s	3,3320	3,7135	3,9840	4,1987	4,3794	4,5366	4,6760	4,9156
2,0 (132,7)	v	0,02439	0,03853	0,05198	0,06520	0,07832	0,09137	0,1044	0,1304
	h	364,33	461,29	556,57	653,52	753,11	855,38	960,04	1175,13
	s	3,1328	3,5266	3,8007	4,0169	4,1984	4,3560	4,4958	4,7356
5,0 (154,4)	v	0,00876	0,01516	0,02082	0,02624	0,03156	0,03681	0,04204	0,05244
	h	346,74	453,93	552,90	651,86	752,69	855,78	961,00	1176,75
	s	2,8310	3,2684	3,5533	3,7740	3,9578	4,1167	4,2571	4,4977
10	v	0,00361	0,00743	0,01046	0,01327	0,01598	0,01864	0,02126	0,02647
	h	313,19	442,21	547,14	649,30	752,12	856,53	962,66	1179,50
	s	2,5239	3,0559	3,3582	3,5861	3,7736	3,9345	4,0762	4,3180
20	v	0,00173	0,00370	0,00534	0,00682	0,00822	0,00957	0,01089	0,01350
	h	268,46	422,72	537,55	645,22	751,58	858,40	966,22	1185,16
	s	2,1834	2,8202	3,1515	3,3919	3,5858	3,7505	3,8944	4,1386

Таблица 9. Свойства газообразного пропана

p, МПа	Параметры	T, K							
		250	300	350	400	450	500	550	600
0,050 (216,4)	v	0,9291	1,123	1,315	1,505	1,695	1,885	2,074	2,263
	h	523,67	603,16	693,61	795,32	908,02	1031,20	1164,24	1306,49
	s	2,4106	2,6999	2,9783	3,2496	3,5148	3,7742	4,0277	4,2751
0,101325 (231,3)	v	0,4509	0,5494	0,6455	0,7404	0,8347	0,9286	1,022	1,116
	h	521,02	601,52	692,49	794,51	907,40	1030,72	1163,85	1306,17
	s	2,2697	2,5627	2,8427	3,1149	3,3806	3,6402	3,8938	4,1414
0,20 (247,9)	v	0,2208	0,2736	0,3238	0,3728	0,4211	0,4691	0,5169	0,5645
	h	515,70	598,29	690,32	792,93	906,21	1029,78	1163,09	1305,54
	s	2,1260	2,4267	2,7100	2,9837	3,2503	3,5105	3,7645	4,0123
0,40 (267,9)	v		0,1318	0,1586	0,1840	0,2088	0,2332	0,2574	0,2814
	h		591,44	685,79	789,70	903,77	1027,87	1161,55	1304,27
	s		2,2794	2,5700	2,8472	3,1157	3,3770	3,6317	3,8799
1,0 (300,3)	v			0,05915	0,07065	0,08135	0,09163	0,1017	0,1116
	h			671,19	779,59	896,28	1022,05	1156,89	1300,45
	s			2,3669	2,6562	2,9308	3,1957	3,4526	3,7023
2,0 (330,4)	v			0,02534	0,03268	0,03882	0,04444	0,04979	0,05497
	h			641,60	761,13	883,12	1012,06	1148,99	1294,01
	s			2,1723	2,4916	2,7788	3,0504	3,3113	3,5635
4,0 (366,5)	v				0,01316	0,01745	0,02085	0,02389	0,02673
	h				714,17	853,84	990,91	1132,70	1280,98
	s				2,2702	2,5994	2,8882	3,1584	3,4164
7,0	v				0,00418	0,00822	0,01080	0,01288	0,01473
	h				591,69	800,86	956,60	1107,49	1261,33
	s				1,9064	2,4019	2,7303	3,0179	3,2856
10	v				0,00298	0,00495	0,00697	0,00862	0,01005
	h				544,14	746,96	921,77	1082,57	1242,27
	s				1,7619	2,2400	2,6088	2,9154	3,1933
20	v				0,00238	0,00287	0,00355	0,00431	0,00506
	h				517,85	678,83	849,71	1021,44	1192,46
	s				1,6314	2,0098	2,3702	2,6976	2,9952

Таблица 10. Свойства газообразного пропилена

p, МПа	Параметры	T, K							
		260	300	340	380	420	460	500	540
0,070 (217,6)	v	0,7229	0,8385	0,9533	1,068	1,181	1,295	1,409	1,522
	h	545,62	604,29	668,72	738,90	815,18	897,33	985,06	1078,00
	s	2,4924	2,7021	2,9032	3,0984	3,2892	3,4759	3,6587	3,8375
0,101325 (225,4)	v	0,4960	0,5767	0,6566	0,7359	0,8150	0,8937	0,9724	1,051
	h	544,60	603,51	668,01	738,40	814,77	896,98	984,75	1077,73
	s	2,4167	2,6273	2,8289	3,0245	3,2154	3,4023	3,5852	3,7640
0,20 (241,6)	v	0,2456	0,2880	0,3295	0,3703	0,4109	0,4512	0,4913	0,5314
	h	541,28	601,00	666,04	736,81	813,45	895,87	983,80	1076,91
	s	2,2738	2,4873	2,6906	2,8872	3,0789	3,2662	3,4495	3,6285
0,40 (261,0)	v		0,1396	0,1614	0,1826	0,2034	0,2240	0,2444	0,2646
	h		595,69	661,96	733,55	810,77	893,61	981,87	1075,23
	s		2,3383	2,5454	2,7444	2,9375	3,1258	3,3097	3,4893
70 (279,3)	v		0,07576	0,08933	0,1021	0,1145	0,1266	0,1385	0,1503
	h		587,03	655,54	728,51	806,67	890,19	978,96	1072,72
	s		2,2075	2,4218	2,6246	2,8200	3,0099	3,1949	3,3752
1,0 (292,5)	v		0,04991	0,06039	0,06989	0,07891	0,08764	0,09619	0,1046
	h		577,25	648,73	723,31	802,50	886,73	976,03	1070,20
	s		2,1136	2,3372	2,5445	2,7425	2,9340	3,1201	3,3012
2,0 (321,9)	v			0,02608	0,03212	0,03734	0,04219	0,04681	0,05129
	h			621,71	704,43	787,93	874,92	966,15	1061,76
	s			2,1417	2,3718	2,5807	2,7784	2,9686	3,1525
4,0 (357,1)	v				0,01256	0,01641	0,01944	0,02215	0,02467
	h				654,01	754,88	849,80	945,84	1044,76
	s				2,1325	2,3852	2,6011	2,8013	2,9915
7,0	v				0,00314	0,00716	0,00970	0,01164	0,01334
	h				490,13	689,17	807,70	914,06	1019,08
	s				1,6498	2,1504	2,4205	2,6422	2,8443
10	v				1,00263	0,00399	0,00596	0,00756	0,00891
	h				463,63	618,60	762,41	881,75	993,83
	s				1,5578	1,9449	2,2726	2,5216	2,7372

Таблица 11. Свойства газообразного воздуха

p, МПа	Параметры	T, К								
		200	300	400	500	600	700	800	900	1000
0,050 (76,24)	v	1,147	1,722	2,297	2,871	3,445	4,020	4,594	5,168	5,742
	h	359,56	459,96	560,79	662,81	766,71	872,87	981,41	1092,23	1205,16
	s	4,3298	4,7368	5,0269	5,2544	5,4438	5,6074	5,7523	5,8828	6,0018
	u	302,22	373,86	445,95	519,25	594,44	671,89	751,72	833,83	918,04
0,101325 (81,82)	v	0,5653	0,8497	1,133	1,417	1,701	1,984	2,267	2,551	2,834
	h	359,31	459,85	560,73	662,79	766,70	872,88	981,43	1092,26	1205,19
	s	4,1261	4,5337	4,8239	5,0516	5,2410	5,4046	5,5495	5,6800	5,7990
	u	302,03	373,75	445,88	519,20	594,10	671,86	751,69	833,81	918,03
0,20 (88,14)	v	0,2857	0,4304	0,5744	0,7182	0,8619	1,006	1,149	1,293	1,436
	h	358,83	459,63	560,62	662,74	766,70	872,90	981,47	1092,31	1205,25
	s	3,929,1	4,3379	4,6284	4,8562	5,0457	5,2093	5,3543	5,4848	5,6038
	u	301,68	373,55	445,75	519,11	594,32	671,80	751,65	833,77	918,00
0,40 (95,78)	v	0,1422	0,2151	0,2873	0,3593	0,4313	0,5031	0,5750	0,6468	0,7186
	h	357,85	459,18	560,40	662,64	766,68	872,94	981,54	1092,41	1205,37
	s	3,7266	4,1375	4,4287	4,6568	4,8464	5,0102	5,1552	5,2857	5,4047
	u	300,97	373,15	445,48	518,91	594,17	671,68	751,55	833,70	917,94
0,70 (103,0)	v	0,08069	0,1228	0,1643	0,2056	0,2467	0,2878	0,3289	0,3700	0,4110
	h	356,37	458,50	560,07	662,50	766,65	872,99	981,65	1096,56	1205,55
	s	3,5606	3,9749	4,2671	4,4956	4,6854	4,8493	4,9943	5,1250	5,2440
	u	299,89	372,54	445,07	518,61	593,95	671,51	751,41	833,58	917,84
1,0 (108,2)	v	0,05609	0,08590	0,1151	0,1440	0,1729	0,2017	0,2305	0,2592	0,2880
	h	354,89	457,83	559,74	662,36	766,63	873,04	981,76	1092,72	1205,74
	s	3,4527	3,8705	4,1637	4,3926	4,5826	4,7466	4,8918	5,0224	5,1415
	u	298,80	371,94	444,66	518,32	593,72	671,33	751,27	833,47	917,75
2,0 (119,8)	v	0,02739	0,04285	0,05767	0,07228	0,08679	0,1012	0,1157	0,1301	0,1445
	h	349,87	455,63	558,67	661,90	766,56	873,23	982,14	1093,23	1206,36
	s	3,2353	3,6649	3,9614	4,1917	4,3824	4,5468	4,6922	4,8230	4,9422
	u	295,09	369,92	443,32	517,34	592,98	670,75	750,81	833,10	917,45
5,0	v	0,01022	0,01707	0,02326	0,02924	0,03513	0,04097	0,04677	0,05256	0,05834
	h	334,39	449,26	555,63	660,66	766,43	873,86	983,31	1094,80	1208,24
	s	2,9142	3,3824	3,6887	3,9230	4,1158	4,2814	4,4275	4,5588	4,6783
	u	283,27	363,91	439,34	514,46	590,79	669,04	749,44	832,00	916,55
7,0	v	0,00701	0,01219	0,01672	0,02105	0,02529	0,02949	0,03365	0,03780	0,04194
	h	323,93	445,27	553,77	659,93	766,41	874,33	984,12	1095,88	1209,51
	s	2,7776	3,2734	3,5859	3,8228	4,0169	4,1832	4,3298	4,4614	4,5811
	u	274,89	359,96	436,75	512,58	589,36	667,91	748,55	831,27	915,96
10	v	0,00468	0,00855	0,01183	0,01492	0,01792	0,02088	0,02382	0,02673	0,02964
	h	308,87	439,71	551,23	659,00	766,50	875,11	985,40	1097,53	1211,45
	s	2,6169	3,1534	3,4747	3,7152	3,9112	4,0786	4,2258	4,3579	4,4779
	u	262,09	354,16	432,96	509,82	587,26	666,26	747,22	830,20	915,09
20	v	0,00244	0,00444	0,00618	0,00780	0,00935	0,01086	0,01235	0,01383	0,01529
	h	277,13	425,39	544,95	657,23	767,64	878,29	990,07	1103,34	1218,14
	s	2,2967	2,9053	3,2501	3,5008	3,7021	3,8727	4,0219	4,1553	4,2763
	u	228,33	336,54	421,27	501,25	580,66	661,04	743,02	826,78	912,29
50	v	0,00159	0,00226	0,00295	0,00362	0,00426	0,00489	0,00550	0,00610	0,00670
	h	269,73	414,72	542,54	661,80	777,54	892,28	1007,28	1123,10	1239,97
	s	1,9797	2,5706	2,9392	3,2055	3,4166	3,5935	3,7470	3,8834	4,0065
	u	190,47	301,91	395,05	480,91	564,45	647,89	732,23	817,86	904,89
70	v	0,00143	0,00189	0,00237	0,00285	0,00331	0,00376	0,00420	0,00464	0,00507
	h	279,48	421,23	549,50	670,41	787,92	904,27	1020,66	1137,61	1255,56
	s	1,8784	2,4554	2,8252	3,0952	3,3095	3,4888	3,6442	3,7821	3,9062
	u	179,21	288,78	383,32	471,01	556,16	640,94	726,38	812,93	900,73
100	v	0,00131	0,00162	0,00195	0,00228	0,00260	0,00292	0,00323	0,00354	0,00384
	h	298,89	438,15	566,11	687,97	806,89	924,73	1042,54	1160,85	1279,90
	s	1,7710	2,3377	2,7064	2,9785	3,1953	3,3770	3,5343	3,6736	3,7991
	u	168,38	275,91	370,94	459,94	546,51	632,61	719,21	806,78	895,47
200	v	0,00112	0,00128	0,00145	0,00161	0,00177	0,00193	0,00209	0,00225	0,00240
	h	374,30	512,21	639,81	762,39	882,84	1002,71	1122,77	1242,39	1364,71
	s	1,5507	2,1118	2,4794	2,7530	2,9727	3,1575	3,3178	3,4598	3,5876
	u	151,20	255,87	350,61	440,54	528,59	616,37	704,70	793,94	884,72

Таблица 12а. Свойства водяного пара в диапазоне температур 400—750 К и давлений 0,07—1 МПа

p, МПа	Параметры	T, К							
		400	450	500	550	600	650	700	750
0,070 (363,1)	v	2,617	2,953	3,287	3,619	3,950	4,281	4,612	4,942
	h	2732,7	2830,8	2929,1	3028,3	3128,7	3230,5	3333,8	3438,8
	s	7,6707	7,9019	8,1090	8,2980	8,4727	8,6357	8,7889	8,9337
	u	2549,5	2624,1	2699,0	2774,9	2852,1	2930,8	3011,0	3092,9
0,101325 (373,1)	v	1,802	2,036	2,268	2,498	2,727	2,956	3,185	3,413
	h	2729,7	2829,0	2927,9	3027,4	3128,0	3229,9	3333,4	3438,4
	s	7,4942	7,7281	7,9365	8,1261	8,3012	8,4644	8,6177	8,7627
	u	2547,2	2622,7	2698,1	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6
1,0 (453,1)	v			0,2206	0,2464	0,2712	0,2955	0,3194	0,3432
	h			2890,2	3000,9	3108,0	3214,2	3320,7	3428,0
	s			6,8223	7,0333	7,2198	7,3898	7,5476	7,6956
	u			2669,6	2754,5	2836,8	2918,8	3001,3	3084,8

Таблица 12б. Свойства водяного пара в диапазоне температур 800—1200 К

p, МПа	Параметры	T, К							
		800	850	900	950	1000	1100	1200	
0,070 (363,1)	v	5,272	5,602	5,932	6,262	6,592	7,251	7,911	
	h	3545,4	3653,8	3763,8	3875,6	3989,1	4221,5	4460,7	
	s	9,0713	9,2027	9,3284	9,4493	9,5658	9,7872	9,9953	
	u	3176,4	3261,6	3348,6	3437,3	3527,7	3713,9	3906,9	
0,101325 (373,1)	v	3,641	3,870	4,098	4,326	4,554	5,009	5,465	
	h	3545,1	3653,5	3763,6	3875,4	3989,0	4221,3	4460,6	
	s	8,9004	9,0317	9,1576	9,2785	9,3950	9,6164	9,8245	
	u	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3713,8	3906,8	
1,0 (453,1)	v	0,3668	0,3902	0,4137	0,4370	0,4603	0,5068	0,5532	
	h	3536,4	3646,1	3757,3	3870,0	3984,3	4217,6	4457,6	
	s	7,8356	7,9686	8,0957	8,2175	8,3348	8,5571	8,7659	
	u	3169,6	3255,9	3343,6	3433,0	3524,0	3710,8	3904,4	

Таблица 12в. Свойства водяного пара в диапазоне температур 600—1100 К и давлений 3,0—20 МПа

p, МПа	Параметры	T, К							
		600	650	700	750	800	900	1000	1100
3,0 (507,1)	v	0,08628	0,09532	0,1040	0,1124	0,1206	0,1367	0,1526	0,1684
	h	3059,6	3177,3	3291,3	3404,0	3516,5	3743,1	3973,7	4209,4
	s	6,6516	6,8402	7,0091	7,1646	7,3098	7,5767	7,8196	8,0442
	u	2800,7	2891,4	2979,4	3066,9	3154,7	3332,8	3515,8	3704,3
4,0 (523,6)	v	0,06304	0,07024	0,07699	0,08349	0,08981	0,1021	0,1142	0,1261
	h	3033,0	3157,8	3276,1	3391,6	3506,3	3735,8	3968,3	4205,3
	s	6,4847	6,6846	6,8600	7,0194	7,1674	7,4378	7,6827	7,9085
	u	2780,8	2876,8	2968,1	3057,7	3147,0	3327,4	3511,7	3701,1
6,0 (548,8)	v	0,03958	0,04507	0,04998	0,05459	0,05901	0,06750	0,07571	0,08375
	h	2973,8	3116,3	3244,4	3366,3	3485,5	3721,2	3957,5	4197,0
	s	6,2201	6,4486	6,6385	6,8067	6,9605	7,2382	7,4872	7,7154
	u	2736,3	2845,9	2944,5	3038,8	3131,4	3316,2	3503,3	3694,5
8,0 (568,2)	v	0,02759	0,03239	0,03643	0,04011	0,04359	0,05018	0,05648	0,06260
	h	2904,1	3071,1	3210,9	3340,0	3464,0	3706,2	3946,6	4188,7
	s	5,9938	6,2617	6,4691	6,6472	6,8073	7,0927	7,3459	7,5766
	u	2683,3	2812,1	2919,5	3019,1	3115,3	3304,8	3494,8	3687,8
10 (584,2)	v	0,02008	0,02468	0,02825	0,03141	0,03434	0,03979	0,04494	0,04992
	h	2818,3	3021,4	3175,6	3312,6	3442,0	3691,0	3935,6	4180,3
	s	5,7722	6,0983	6,3270	6,5162	6,6833	6,9767	7,2344	7,4676
	u	2617,5	2774,6	2893,1	2998,5	3098,7	3293,1	3486,2	3681,2
15 (615,4)	v		0,01404	0,01723	0,01975	0,02196	0,02593	0,02956	0,03301
	h		2868,5	3077,4	3239,6	3384,3	3652,0	3907,7	4159,4
	s		5,7192	6,0295	6,2536	6,4404	6,7559	7,0254	7,2653
	u		2658,0	2818,9	2943,5	3054,9	3263,0	3464,3	3664,3
20 (639,0)	v		0,00790	0,01156	0,01386	0,01575	0,01900	0,02188	0,02456
	h		2625,1	2961,0	3159,4	3323,0	3611,7	3879,3	4138,5
	s		5,2616	5,7622	6,0363	6,2477	6,5881	6,8702	7,1172
	u		2467,1	2729,9	2882,2	3007,9	3231,6	3441,8	3647,3

Таблица 12г. Свойства водяного пара в диапазоне температур 700—1100 К и давлений 30—100 МПа

p, МПа	Параметры	T, К								
		700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100
30	v	0,00543	0,00786	0,00951	0,01087	0,01208	0,01318	0,01421	0,01518	0,01612
	h	2633,2	2973,5	3189,4	3367,6	3528,0	3678,1	3821,6	3960,6	4096,5
	s	5,1776	5,6490	5,9280	6,1442	6,3276	6,4900	6,6373	6,7729	6,8993
	u	2470,4	2737,6	2904,0	3041,4	3165,7	3282,8	3395,4	3505,1	3612,8
40	v	0,00260	0,00483	0,00640	0,00760	0,00863	0,00954	0,01039	0,01117	0,01192
	h	2221,6	2752,8	3043,7	3258,4	3441,6	3607,8	3763,3	3911,6	4054,6
	s	4,5363	5,2720	5,6483	5,9089	6,1185	6,2982	6,4578	6,6025	6,735,7
	u	2117,4	2559,5	2787,8	2954,3	3096,4	3226,0	3347,9	3464,7	3577,8
50	v	0,00203	0,00323	0,00459	0,00567	0,00658	0,00738	0,00811	0,00878	0,00941
	h	2074,8	2535,1	2893,2	3147,2	3354,5	3537,3	3705,1	3862,8	4013,2
	s	4,2943	4,9293	5,3926	5,7009	5,9380	6,1358	6,3080	6,4619	6,6019
	u	1973,0	2373,7	2663,9	2863,5	3025,2	3168,1	3299,6	3423,8	3542,6
60	v	0,00183	0,00251	0,00350	0,00444	0,00526	0,00597	0,00661	0,00720	0,00775
	h	2013,6	2387,9	2754,9	3039,5	3269,1	3468,0	3647,8	3814,7	3972,3
	s	4,1795	4,6954	5,1697	5,5152	5,7779	5,9930	6,1776	6,3405	6,4872
	u	1903,6	2237,5	2544,7	2772,8	2953,8	3109,9	3251,2	3382,7	3507,3
70	v	0,00172	0,00217	0,00287	0,00364	0,00435	0,00498	0,00556	0,00609	0,00658
	h	1977,8	2301,9	2644,3	2941,8	3188,5	3401,4	3592,2	3767,9	3932,5
	s	4,1031	4,5498	4,9920	5,3530	5,6353	5,8656	6,0615	6,2329	6,3861
	u	1857,6	2150,3	2443,7	2687,2	2884,2	3052,6	3203,2	3341,9	3472,0
80	v	0,00164	0,00197	0,00248	0,00310	0,00371	0,00427	0,00479	0,00527	0,00571
	h	1953,8	2248,4	2563,0	2858,7	3115,3	3339,0	3539,4	3722,9	3893,9
	s	4,0448	4,4510	4,8571	5,2159	5,5094	5,7514	5,9571	6,1362	6,2953
	u	1822,6	2090,5	2364,3	2610,8	2818,6	2997,2	3156,1	3301,5	3436,9
100	v	0,00153	0,00176	0,00207	0,00247	0,00291	0,00335	0,00377	0,00416	0,00453
	h	1923,7	2186,1	2461,2	2736,7	2995,5	3230,7	3444,2	3640,0	3821,8
	s	3,9567	4,3186	4,6735	5,0077	5,3037	5,5581	5,7772	5,9684	6,1375
	u	1770,5	2010,4	2254,1	2489,8	2704,5	2895,7	3067,3	3223,7	3368,4

4.5.3. Свойства воды

В табл. 1—9 приведены зависимости свойств воды от давления и температуры.

Таблица 1. Свойства воды при $p = 0,1$ МПа ($p_c = 22,12$ МПа; $T_c = 374,15^\circ\text{C}$; $\rho_c = 315$ кг/м³; $M = 18,016$ кг/кмоль)

T, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	β , 10^{-3} К ⁻¹	λ , 10^{-6} Вт/(м·К)	η , 10^{-6} кг/(м·с)	λ , 10^{-6} м ² /с	k , 10^{-6} м ² /с	Pr
0	999,8	4,217	-0,0852	569	1750	1,75	0,135	13,0
10	999,8	4,192	+0,0823	587	1300	1,30	0,140	9,28
20	998,4	4,182	0,2067	604	1000	1,00	0,144	6,94
30	995,8	4,178	0,3056	618	797	0,800	0,148	5,39
40	992,3	4,179	0,3890	632	651	0,656	0,153	4,30
50	988,1	4,181	0,4623	643	544	0,551	0,156	3,54
60	983,2	4,185	0,5288	654	463	0,471	0,159	2,96
70	977,7	4,190	0,5900	662	400	0,409	0,162	2,53
80	971,6	4,196	0,6473	670	351	0,361	0,164	2,20
90	965,2	4,205	0,7018	676	311	0,322	0,166	1,94

Таблица 2. Зависимость плотности ρ , кг/м³, воды от температуры и давления

$10^{-1} p$, МПа	T , °C								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	999,9	998,4	988,1						
5	1000,1	998,6	988,3	958,4	916,8				
10	1000,2	998,8	988,5	958,6	917,1				
20	1000,7	999,2	988,9	959,0	917,7	865,0			
30	1001,2	999,8	989,4	959,6	918,3	865,8			
40	1001,7	1000,1	989,8	960,0	918,8	866,6	799,2		
50	1002,2	1000,5	990,2	960,5	919,4	867,3	800,4		
60	1002,7	1001,0	990,7	961,0	920,0	868,1	801,6		
70	1003,2	1001,4	991,1	961,4	920,5	868,9	802,7		
80	1003,7	1001,9	991,5	961,9	921,1	869,6	803,8		
90	1004,2	1002,3	991,9	962,4	921,7	870,4	804,9	713,1	
100	1004,7	1002,8	992,4	962,8	922,2	871,1	806,0	715,4	
150	1007,2	1005,0	994,5	965,1	925,0	874,7	811,4	725,8	
200	1009,6	1007,2	996,6	967,5	927,7	878,2	816,5	735,0	600,3
250	1012,1	1009,3	998,7	969,7	930,4	881,6	821,3	743,4	624,9
300	1014,5	1011,5	1000,7	971,9	933,0	884,9	826,0	751,0	643,4
350	1016,9	1013,6	1002,7	974,1	935,6	888,1	830,4	758,1	658,5
400	1019,2	1015,8	1004,7	976,2	938,1	891,3	834,7	764,7	671,4
450	1021,5	1017,9	1006,7	978,3	940,5	894,3	838,8	771,0	682,7
500	1023,8	1019,9	1008,7	980,5	943,0	897,3	842,8	776,9	692,9
600	1028,4	1024,0	1012,6	984,5	947,7	903,1	850,3	787,7	710,7
700	1032,9	1028,1	1016,4	988,5	952,3	908,6	857,5	797,5	725,9
800	1037,2	1032,1	1020,1	992,4	956,7	914,0	864,2	806,7	739,3
900	1041,4	1036,0	1023,8	996,3	961,1	919,2	870,6	815,2	751,5
1000	1045,5	1039,9	1027,4	1000,0	965,3	924,2	876,7	823,2	762,5

Таблица 3. Зависимость удельной теплоемкости при постоянном давлении c_p , кДж/(кг·К), воды от температуры и давления

$10^{-1} p$, МПа	T , °C								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	4,217	4,182	4,181						
5	4,215	4,181	4,180	4,215	4,310				
10	4,212	4,179	4,179	4,214	4,308				
50	4,191	4,166	4,170	4,205	4,296	4,477	4,855	3,299	
100	4,165	4,151	4,158	4,194	4,281	4,450	4,791	5,703	4,042
150	4,141	4,137	4,148	4,183	4,266	4,425	4,735	5,495	8,863
200	4,117	4,123	4,137	4,173	4,252	4,402	4,685	5,332	8,103
250	4,095	4,109	4,127	4,163	4,239	4,379	4,639	5,201	7,017
300	4,073	4,097	4,117	4,153	4,226	4,358	4,598	5,091	6,451
350	4,052	4,084	4,107	4,144	4,214	4,338	4,560	4,999	6,084
400	4,032	4,073	4,098	4,135	4,202	4,319	4,525	4,919	5,820
450	4,013	4,062	4,089	4,126	4,190	4,301	4,493	4,848	5,616
500	3,994	4,051	4,081	4,117	4,179	4,284	4,463	4,786	5,451
600	3,957	4,032	4,064	4,100	4,157	4,252	4,410	4,681	5,200
700	3,920	4,014	4,049	4,084	4,137	4,222	4,362	4,595	5,014
800	3,883	3,997	4,035	4,068	4,117	4,195	4,320	4,523	4,871
900	3,844	3,982	4,022	4,054	4,099	4,169	4,282	4,462	4,757
1000	3,800	3,968	4,010	4,039	4,081	4,145	4,248	4,410	4,663

Таблица 4. Зависимость коэффициента объемного расширения $\beta = (1/v)(\partial v/\partial T)_p$, $10^{-3}/K$, воды от давления и температуры

$10^{-1} p$, МПа	T , °C								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	—0,0852	0,2067	0,4623						
5	—0,0838	0,2072	0,4622	0,7539	1,024				
10	—0,0820	0,2079	0,4620	0,7530	1,022				
50	—0,0678	0,2133	0,4605	0,7455	1,007	1,347	1,936		
100	—0,0499	0,2201	0,4589	0,7366	0,9902	1,312	1,848	3,189	
150	—0,0320	0,2272	0,4574	0,7281	0,9740	1,281	1,772	2,883	
200	—0,0142	0,2343	0,4562	0,7200	0,9587	1,251	1,704	2,648	6,923
250	+0,0033	0,2416	0,4551	0,7122	0,9442	1,224	1,643	2,460	5,162
300	0,0205	0,2489	0,4542	0,7047	0,9303	1,198	1,589	2,306	4,276
350	0,0373	0,2562	0,4534	0,6975	0,9172	1,175	1,539	2,176	3,718
400	0,0535	0,2636	0,4528	0,6907	0,9046	1,152	1,494	2,065	3,324
450	0,0690	0,2709	0,4523	0,6841	0,8926	1,131	1,453	1,968	3,027
500	0,0836	0,2782	0,4520	0,6777	0,8811	1,111	1,415	1,884	2,791
600	0,1100	0,2926	0,4517	0,6657	0,8596	1,075	1,348	1,742	2,439
700	0,1317	0,3065	0,4518	0,6545	0,8397	1,042	1,290	1,626	2,186
800	0,1475	0,3196	0,4523	0,6441	0,8213	1,012	1,238	1,530	1,994
900	0,1565	0,3317	0,4530	0,6343	0,8042	0,9844	1,193	1,448	1,843
1000	0,1576	0,3426	0,4540	0,6252	0,7882	0,9594	1,152	1,377	1,720

Таблица 5. Зависимость теплопроводности λ , Вт/(м·К), воды от давления и температуры

$10^{-1} p$, МПа	T , °C								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	569	604	643						
10	570	604	644	681	687				
50	573	608	647	684	690	668	618		
100	577	612	651	688	693	672	625	545	
150	581	616	655	691	696	676	633	559	
200	585	620	659	695	700	681	639	571	454
250	589	623	662	698	703	685	646	582	476
300	592	627	666	701	706	689	652	592	496
350	596	630	669	704	710	693	657	601	514
400	599	634	672	707	713	697	662	609	529
450	603	637	675	710	716	701	667	616	541
500	606	640	678	713	720	704	671	622	552

Таблица 6. Зависимость динамической вязкости η , 10^{-6} кг/(м·с), воды от давления и температуры

$10^{-1} p$, МПа	T , °C								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	1750,0	1000,0	544,0						
10	1750,0	1000,0	544,0	279,0	181,0				
50	1750,0	1000,0	545,0	280,0	182,0	135,0	107,0		
100	1750,0	1000,0	545,0	281,0	183,0	136,0	109,0	90,5	
150	1740,0	1000,0	546,0	282,0	184,0	137,0	110,0	91,7	
200	1740,0	999,0	546,0	283,0	185,0	138,0	111,0	93,0	73,0
250	1740,0	999,0	547,0	284,0	187,0	139,0	112,0	94,3	75,9
300	1740,0	998,0	547,0	285,0	188,0	141,0	113,0	95,5	78,5
350	1730,0	997,0	548,0	286,0	189,0	142,0	115,0	96,8	80,2
400	1730,0	997,0	548,0	287,0	190,0	143,0	116,0	98,1	82,1
450	1730,0	996,0	549,0	288,0	191,0	144,0	117,0	99,3	83,6
500	1720,0	996,0	549,0	289,0	192,0	145,0	118,0	101,0	84,8

Таблица 7. Зависимость кинематической вязкости ν , 10^{-6} м²/с, воды от давления и температуры

$10^{-1} \frac{P}{\text{МПа}}$	$T, ^\circ\text{C}$								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	1,75	1,00	0,551						
10	1,75	1,00	0,550	0,291	0,197				
50	1,75	1,00	0,550	0,292	0,198	0,156	0,134		
100	1,74	0,998	0,549	0,292	0,198	0,156	0,135	0,126	
150	1,73	0,995	0,549	0,292	0,199	0,157	0,136	0,126	
200	1,72	0,992	0,548	0,293	0,199	0,157	0,136	0,127	0,122
250	1,72	0,990	0,548	0,293	0,201	0,158	0,136	0,127	0,121
300	1,72	0,987	0,547	0,293	0,202	0,159	0,137	0,127	0,122
350	1,70	0,984	0,547	0,294	0,202	0,160	0,138	0,128	0,122
400	1,70	0,981	0,545	0,294	0,203	0,160	0,139	0,128	0,122
450	1,69	0,978	0,545	0,294	0,203	0,161	0,139	0,129	0,122
500	1,68	0,977	0,544	0,295	0,204	0,162	0,140	0,130	0,122

Таблица 8. Зависимость числа Прандтля P_r воды от давления и температуры

$10^{-1} \frac{P}{\text{МПа}}$	$T, ^\circ\text{C}$								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	13,0	6,94	3,54						
10	13,0	6,93	3,53	1,73	1,14				
50	12,8	6,86	3,51	1,72	1,13	0,902	0,842		
100	12,6	6,79	3,48	1,71	1,13	0,899	0,831	0,940	
150	12,4	6,72	3,46	1,71	1,13	0,896	0,820	0,899	
200	12,3	6,65	3,43	1,70	1,13	0,893	0,812	0,866	1,31
250	12,1	6,59	3,41	1,69	1,13	0,891	0,805	0,840	1,12
300	11,9	6,52	3,38	1,69	1,12	0,888	0,799	0,819	1,02
350	11,8	6,47	3,36	1,68	1,12	0,886	0,795	0,803	0,950
400	11,6	6,40	3,34	1,68	1,12	0,885	0,791	0,790	0,903
450	11,5	6,35	3,32	1,67	1,12	0,884	0,788	0,779	0,867
500	11,4	6,30	3,31	1,67	1,12	0,883	0,786	0,771	0,832

Таблица 9. Зависимость температуропроводности k , 10^{-6} м²/с, воды от давления и температуры

$10^{-1} \frac{P}{\text{МПа}}$	$T, ^\circ\text{C}$								
	0	20	50	100	150	200	250	300	350
1	0,135	0,144	0,156						
10	0,135	0,144	0,156	0,168	0,173				
50	0,137	0,146	0,157	0,170	0,175	0,173	0,159		
100	0,138	0,147	0,158	0,171	0,175	0,174	0,162	0,134	
150	0,140	0,148	0,159	0,171	0,176	0,175	0,166	0,140	
200	0,140	0,149	0,160	0,172	0,176	0,176	0,167	0,147	0,093
250	0,142	0,150	0,161	0,173	0,178	0,177	0,169	0,151	0,108
300	0,145	0,151	0,162	0,173	0,180	0,179	0,171	0,155	0,120
350	0,145	0,152	0,163	0,175	0,180	0,181	0,174	0,159	0,128
400	0,147	0,153	0,163	0,175	0,181	0,181	0,178	0,162	0,135
450	0,147	0,154	0,164	0,176	0,181	0,182	0,178	0,166	0,141
500	0,147	0,155	0,164	0,177	0,182	0,183	0,178	0,169	0,147

4.5.4. Постоянные для бинарных смесей

В этом параграфе приведены постоянные для расчета неидеального поведения смесей на основе метода ASOG (табл. 1—11), UNIFAC (табл. 12, 13) и PFGC (табл. 14). Сами методы рассматриваются в § 4.2.2.

Таблица 1а. Число групповых пар в системе спирт — углеводород — вода при 60°C

Групповая пара	Вещество	CH ₂	ОН	FN
CH ₂ ОН	Гексан	6,0	—	6,0
	Вода	—	1,4	1,0
	Вода	—	1,4	1,0
	Пентан	5,0	—	5,0
	Метанол	1,0	1,0	2,0
	Вода	—	1,4	1,0
	Гептан	7,0	—	7,0
	Бутанол	4,0	1,0	5,0

Таблица 1б. Параметры системы спирт — углеводород — вода для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	ОН
CH ₂ ОН	1,0 0,0147	0,305 1,0

Таблица 2а. Число групповых пар в системе метанол — глицерин

Групповая пара	Вещество	CH ₂	ОН	GOH	FN
CH ₂ —глицерин	Глицерин	—	—	6,0	6,0
		—	—	6,0	6,0
ОН—глицерин	Метанол	1,0	1,0	—	2,0
	Вода ¹	—	1,4	—	1,0
	Глицерин ¹	—	—	6,0	6,0

¹ Расчет

Таблица 2б. Параметры системы метанол — глицерин для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	ОН	GOH
CH ₂ ОН —О—	1,0 0,0147 0,341	0,305 1,0 1,03	1,711 0,355 1,0

Таблица 3а. Число групповых пар в системе кетон — спирт — вода при 60°C

Групповая пара	Вещество	CH ₂	ОН	C=O	FN
CH ₂	Гептан	7,0	—	—	7,0
C=O	Ацетон	2,0	—	1,0	3,0
ОН—	Метанол	1,0	1,0	—	2,0
C—O	Метилэтилкетон	3,0	—	1,0	4,0
	Вода	0	1,4	—	1,0

Таблица 3б. Параметры системы кетон — спирт — вода для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	ОН	C—O
CH ₂ ОН C—O	1,0 0,0147 0,0503	0,305 1,0 0,840	1,333 0,668 1,0

Таблица 4а. Число групповых пар в системе эфир — спирт — вода при 60°C

Групповая пара	Вещество	CH ₂	ОН	—О—	FN
CH ₂ —O	Гептан	7,0	—	—	7,0
	Диэтилэфир	4,0	—	1,0	5,0
CH—ОН ОН—O	Диэтилэфир	4,0	—	1,0	5,0
	Этанол	2,0	1,0	—	3,0
	Вода	—	1,4	—	1,0
	Диоксан ¹	4,0	—	2,0	6,0
	Метилаль ¹	3,0	—	2,0	5,0
	Метанол ¹	1,0	1,0	—	2,0

¹ Расчет

Таблица 4б. Параметры системы эфир — спирт — вода для пользования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	ОН	—О—
CH ₂ ОН —О—	1,0 0,0147 0,341	0,305 1,0 1,03	1,711 0,355 1,0

Таблица 5а. Число групповых пар в водно-нитрильных системах при 75°C

Групповая пара	Вещество	CH ₂	CH	CN	OH	FN
CH—C	Ацетонитрил	1,0	—	1,0	—	3,0
CN—OH	Акрилонитрил	1,0	1,0	1,0	—	4,0
	Ацетонитрил	—	—	—	—	—
	Вода	—	—	—	1,4	1,0

Таблица 5б. Параметры водно-нитрильных систем для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	CH	CN	OH
CH ₂	1,0	0,825	0,4455	0,315
CH	1,17	1,0	0,0388	0,680
CN	0,047	0,385	1,0	0,291
OH	0,021	0,025	0,549	1,0

Таблица 6а. Число групповых пар в системе эфир—спирт при 50°C

Групповая пара	Вещество	CH ₂	COO	OH	FN
CH ₂ —COO	Пропилформат	3,0	3,0	—	6,0
	Гексан	6,0	—	—	6,0
	Декал	10,0	—	—	10,0
	Этилпропионат	5,0	3,0	—	8,0
COO—OH	Метилацетат	2,0	3,0	—	5,0
	Метанол	1,0	—	1,0	2,0

Таблица 6б. Параметры системы эфир—спирт для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	COO	OH
CH ₂	1,0	0,072	0,305
COO	1,096	1,0	1,1179
H	0,0147	0,165	1,0

Таблица 7а. Число групповых пар в системе ароматическое вещество—спирт при 80°C

Групповая пара	Вещество	CH ₂	CA	OH	FN
CH ₂ —CA	Гептан	7,0	—	—	7,0
CA—OH	Бензол	—	6,0	—	6,0
	Этанол	2,0	—	1,0	3,0
	Бензол	—	6,0	—	6,0
	Толуол ¹	1,0	6,0	—	7,0
	Изоамиловый спирт ¹	5,0	—	1,0	6,0

¹ Расчет

Таблица 7б. Параметры системы ароматическое вещество—спирт для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	CA	OH
CH ₂	1,0	0,734	0,32
CA	1,24	1,0	0,534
OH	0,0245	0,045	1,0

Таблица 8а. Число групповых пар в хлорсодержащих системах

Групповая пара	Вещество	CH ₂	OH	Cl	HВН	FN
CE ₂ —Cl	Циклогексан	4,0	1,0	—	—	4,0
	CCl ₄	1,0	—	4,0	—	5,0
OH—Cl	Метанол	1,0	1,0	—	—	2,0
	CCl ₄	1,0	—	4,0	—	5,0
OH—HВН	Метанол	1,0	1,0	—	—	2,0
	Хлороформ	1,0	—	3,0	1,0	4,0
	Этанол	2,0	1,0	—	—	3,0

Таблица 8б. Параметры хлорсодержащих систем для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	OH	Cl	HВН
CH ₂	1,0	0,29	0,837	1,0
OH	0,007	1,0	0,0112	0,0722
Cl	1,128	0,591	1,0	1,0
HВН	1,0	5,077	1,0	1,0

Таблица 9а. Число групповых пар фторсодержащих систем

Групповая пара	Вещество	CH ₂	CF ₂	O	FN
CH ₂ —O	Циклогексан	6,0	—	—	4,0
	Диоксан	4,0	—	2,0	4,65
CH ₂ —C	Гексан	6,0	—	—	6,0
	Перфторгексан	—	18,0	—	9,8
	Перфторгептан	—	12,0	—	11,4
	Диоксан	—	—	—	—
HVN—O	HPDFH	—	—	—	—
	Диоксид	4,0	—	2,0	4,65

Таблица 10б. Параметры системы ароматическое вещество — кетон для использования в методе ASOG

Групповая пара	Температура, °C	CH ₂	CA	C=O
CH ₂	25	1,0	0,705	0,899
	60	1,0	0,709	1,33
	150	1,0	0,66	2,10
CA	25	1,24	1,0	1,418
	60	1,266	1,0	1,578
	150	1,52	1,0	1,9
C=O	25	0,0480	0,144	1,0
	60	0,0503	1,162	1,0
	150	0,075	0,21	1,0

Таблица 9б. Параметры фторсодержащих систем для использования в методе ASOG

Групповая пара	CH ₂	CF ₂	O	HVN
CH ₂	1,0	0,424	0,00153	1,0
CF	1,541	1,0	0,604	1,0
O	0,495	0,334	1,0	0,0015
HVN	1,0	1,0	3,126	1,0

Таблица 11а. Число групповых пар смеси ангидрид — карбоновая кислота

Вещество	Размерная группа	CH ₂	OH	Бензол	Кислота	Ангидрид
Уксусная кислота	2	1	—	—	1	—
Уксусный ангидрид	4	2	—	—	—	1
Бензол	6	—	—	6	—	—
Бензойная кислота	7	—	—	6	1	—
n-Бутанол	5	4	1	—	—	—
O-Крезол	8	1	1	6	—	—
Циклогексан	6	6	—	—	—	—
Этанол	3	2	1	—	—	—
Этилбензол	8	2	—	6	—	—
Муравьиная кислота	2	—	—	—	1	—
n-Октан	8	8	—	—	—	—
Фенол	7	—	1	6	—	—
Фталевая кислота	8	—	—	6	—	1
Пропионовая кислота	3	2	—	1	—	—
Толуол	7	1	—	6	—	—
O-Толуоловая кислота	8	1	—	6	1	—
Вода	1	—	1,4	—	—	—

Таблица 10а. Число групповых пар и системы ароматическое вещество — кетон

Групповая пара	Вещество	Температура, °C	CH ₂	CA	C=O	FN
CH ₂ C=O	Гептан	60	7,0	—	—	7,0
	Ацетон	25	2,0	—	1,0	3,0
CH—	Гептан	60	—	—	—	—
	Бензол	25	7,0	—	—	—
	Бензол	60	—	6,0	—	6,0
CA—	Бензол	25	—	6,0	—	6,0
	Бензол	60	—	—	—	—
C=O	Ацетон	25	2,0	—	1,0	3,0
	Ацетон	60	—	—	—	—
	Ксилол ¹	60	2,0	6,0	—	8,0
	Диизобутил-кетон ¹	60	8,0	—	1,0	9,0

¹ Расчет

Таблица 11б. Параметры системы смеси ангидрид — карбоновая кислота

Групповая пара, вещество	CH ₂	OH	Бензол (=CH—)	Кислота (=COOH)	Ангидрид (=OCO—)
CH ₂	1,0	0,305	0,734	1,1333	0,7703
OH	0,0147	1,0	0,045	1,1960	—
Бензол	1,24	0,534	1,0	1,1372	0,9841
Кислота	0,0340	2,3518	0,0442	1,0	0,6205
Ангидрид	0,0249	—	0,1876	0,5369	1,0

Таблица 12. Постоянные для расчета поведения смесей на основе метода UNIFAC

Продолжение табл. 12

Группа	R_k	Q_k	Распределение групп	Группа	R_k	Q_k	Распределение групп
CH ₂				CH—O	0,6908	0,468	Диизопропилэфир: 4 CH ₃ , 1 CH, 1 CH=O
CH ₃	0,9011	0,848	Бутан: 2 CH ₃ , 2 CH ₂	CH ₂ O	0,9183	1,1	Тетрагидрофуран: 3 CH ₂ , 1 CH ₂ O
CH ₂	0,6744	0,540		CNH ₂	1,5959	1,544	Метиламин: 1 CH ₃ NH ₂
CH	0,4469	0,228	i-Бутан: 3 CH ₃ , 1 CH	CH ₃ NH ₂	1,3692	1,236	n-Пропиламин: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ , NH, 1 CH ₂ NH ₂
C	0,2195	0,000	2,2-Диметилпропан: 4 CH ₃ , 1 CH	CH ₂ NH ₂	1,1417	0,924	Изопропиламин: 2 CH ₃ , 1 CHNH ₂
C=C				CNH			
CH ₂ =CH	1,3454	1,176	1-Гексен: 1 CH ₃ , 3 CH ₂ , 1 CH ₂ =CH	CH ₃ NH	1,4337	1,244	Диметиламин: 1 CH ₃ , 1 CH ₃ NH
CH=CH	1,1167	0,876	2-Гексен: 2 CH ₃ , 2 CH ₂ , 1 CH=CH	CH ₂ NH	1,2070	0,936	Диэтиламин: 2 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CH ₂ NH
CH=C	0,8886	0,676	2-Метилбутилен-2: 3 CH ₃ , 1 CH=C	CHNH	0,9795	0,624	Диизопропиламин: 4 CH ₃ , 1 CH, 1 CHNH
CH ₂ =C	1,1173	0,988	2-Метилбутилен-1: 2 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CH ₂ =C	ACNH ₂	1,0600	0,816	Анилин: 5 ACH ₃ , 1 ACNH ₂
ACH				CCN			
ACH	0,5313	0,400	Бензол: 6 ACH	CH ₃ CN	1,8701	1,724	Ацетонитрил: 1 CH ₃ CN
AC	0,3652	0,120	Стирол: 1 CH ₂ =CH, 5 ACH, 1 AC	CH ₂ CN	1,6434	1,416	Пропионитрил: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ CN
ACCH ₂				COOH			
ACCH ₂	1,2663	0,968	Толуол: 5 ACH, 1 ACCH ₃	COOH	1,3013	1,224	Уксусная кислота: 1 CH ₃ , 1 COOH
ACCH ₂	1,0396	0,660	Этилбензол: 1 CH ₃ , 5 ACH, 1 ACCH ₂	HCOOH	1,5280	1,532	Муравьиная кислота: 1 HCOOH
ACCH	0,8121	0,348	Кумол: 2 CH ₃ , 5 ACH: 1 ACCH	CCl			
CCOH				CH ₂ Cl	1,4654	1,264	Бутилхлорид: 1 CH ₃ , 2 CH ₂ , 1 CH ₂ Cl
CH ₂ CH ₂ OH	1,8788	1,664	1-Пропанол: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ CH ₂ OH	CHCl	1,2380	0,952	Изопропилхлорид: 2 CH ₃ , 1 CHCl
CHONCH ₃	1,8780	1,660	2-Бутанол: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CHONCH ₃	CCl	1,0106	0,724	трет-Бутилхлорид: 3 CH ₃ , 1 CCl
CHONCH ₂	1,6513	1,352	3-Октанол: 2 CH ₃ , 4 CH ₂ , 1 CHONCH ₂	CCl ₂			
CH ₃ CH ₂ OH	2,1055	1,972	Этанол: 1 CH ₃ CH ₂ OH	CH ₂ Cl ₂	2,2564	1,988	Дихлорметан: 1 CH ₂ Cl ₂
CHCH ₂ OH	1,6513	1,352	Изобутанол: 2 CH ₃ , 1 CHCH ₂ OH	CHCl ₂	2,0606	1,684	1,1-Дихлорэтан: 1 CH ₃ , 1 CHCl ₂
CH ₃ OH	1,4311	1,432	Метанол: 1 CH ₃ OH	CCl ₂	1,8016	1,448	2,2-Дихлорпропан: 2 CH ₃ , 1 CCl ₂
H ₂ O	0,92	1,40	Вода: 1 H ₂ O	CCl ₃			
ACOH	0,8952	0,680	Фенол: 5 ACH, 1 ACOH	CHCl ₃	2,8700	2,410	Хлороформ: 1 CHCl ₃
CH ₂ CO				CCl ₃	2,6401	2,184	1,1,1-Трихлорэтан: 1 CH ₃ , 1 CCl ₃
CH ₃ CO	1,6724	1,488	Кетонная группа на месте 2-го атома углерода; 2-бутанон: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CH ₃ CO	CCl ₄	3,3900	2,910	CCl ₄ : 1 CCl ₄
CH ₂ CO	1,4457	1,180	Кетонная группа на месте любого атома углерода; 3-пентанон: 2 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CH ₂ CO	ACCl	1,1562	0,844	Хлорбензол: 5 ACH, 1 ACCl
CHO	0,9980	0,948	Ацетальдегид: 1 CH ₃ , 1 CHO	CNO ₂			
COOC				CH ₃ NO ₂	2,0086	1,868	Нитрометан: 1 CH ₃ NO ₂
CH ₃ COO	1,9031	1,728	Бутилацетат: 1 CH ₃ , 3 CH ₂ , 1 CH ₃ COO	CH ₂ NO ₂	1,7818	1,560	1-Нитропропан: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CH ₂ NO ₂
CH ₂ COO	1,6764	1,420	Бутилпропанат: 2 CH ₃ , 3 CH ₂ , 1 CH ₂ COO	CHNO ₂	1,5544	1,248	2-Нитропропан: 2 CH ₃ , 1 CHNO ₂
CH ₂ O				ACNO ₂	1,4199	1,104	Нитробензол: 5 ACH, 1 ACNO ₂
CH ₃ O	1,1450	1,088	Диметилэфир: 1 CH ₃ , 1 CH ₂ O	CS ₂	2,057	1,65	Дисульфид углерода: 1 CS ₂
CH ₂ O	0,9183	0,780	Диэтилэфир: 2 CH ₃ , 1 CH ₂ , 1 CH ₂ O				

Продолжение табл. 13

Групповая пара	CCl ₄	ACCl	CNO ₂	ACNO ₂	CS ₂
CH ₂	104,3	321,5	661,5	(543,0)	(114,1)
C-C	(5831)	—	(542,1)	—	—
ACH	3,000	(538,2)	168,1	(194,9)	97,53
ACCH ₂	—141,3	—	3629	—	—
CCOH	—98,66	(290,0)	—	—	73,52
CH ₂ OH	—67,80	—	(75,14)	—	—31,09
H ₂ O	497,5	678,2	—19,44	399,5	887,1
ACOH	(4894)	—	—	—	—
CH ₂ CO	—39,20	—	(137,5)	—	162,3
CHO	—	—	—	—	—
COOC	54,47	808,7	—	—	162,7
CH ₂ O	—	—	(95,18)	—	151,1
CNH ₂	—	68,81	—	—	—
CNH	71,23	(4350)	—	—	—
ACNH ₂	(8455)	—	—	(—62,73)	—
CCN	(—54,86)	—	—	—	—
COOH	212,7	—	—	—	—
CCl	62,42	—	—	—	—
CCl ₂	(56,33)	—	—	—	—
CCl ₃	—30,10	—	—	—	256,5
CCl ₄	0	(475,8)	(490,9)	(534,7)	132,2
ACCl	(—255,4)	0	(—154,5)	—	—
CNO ₂	(—34,68)	(794,4)	0	—	—
ACNO ₂	(514,6)	—	—	0	—
CS ₂	—60,71	—	—	—	0

Примечание. Прочерк означает отсутствие данных

Таблица 14а. Сводка параметров групповых вкладов для использования в методе PFGC

Группа	E(°)/P, К	E(°)/P, К	10^{2b} , м ³ /(кг× ×моль)	Число степе- ней свободы на узел решетки
CH ₄	—227,8	—4,2	2,029	1,75
CH ₃ —	—225,0	—13,9	1,779	1,00
—CH ₂ —	—156,1	—36,1	1,717	0,25
—CH—	—2,8	—36,1	1,717	—0,75
—C—	322,2	—44,5	1,654	—2,25
—OH	—1600,0	—652,8	0,874	1,0
—CHO	—694,4	—38,9	1,748	1,25
O	—	—	—	—
—C—	—699,4	—136,1	1,810	0,50
O	—	—	—	—
—C—O	—477,8	—138,9	2,622	0,75
CO ₂	—443,9	—83,9	1,686	2,00
H ₂ S	—517,5	—58,9	1,841	2,00
H ₂ O	—1194,4	—833,3	1,197	1,25

Таблица 146. Коэффициенты a_{ij}

Группа	CH ₄	—CH—	—C—	—OH	—CHO	O —C—	C —C—O	H ₂ S
CH ₃ —	0,995	1,00	1,00	0,44	0,65	0,58	0,73	0,88
—CH ₂ —	0,995	1,00	1,00	0,44	0,65	0,58	0,73	—
c/b _H = 12,0	—	—	—	—	—	—	—	—

4.5.5. Излучательная способность газов

В табл. 1 и 2 представлены интегральные излучательные способности водяного пара и газообразной двуокиси углерода как функции соответственно $P_a L$ и T_g . Величина P_a является парциальным давлением поглощающего газа (H₂O или CO₂); L — длина рассматриваемого пучка; T_g —

Таблица 1. Интегральная излучательная способность ϵ_g H₂O при $P_e = 1^*$

$P_a L$, МПа·дм	T_g , К				
	400	800	1200	1600	2000
0,001	0,0196	0,0060	0,0030	0,0017	0,0010
0,002	0,0318	0,0108	0,0057	0,0032	0,0020
0,004	0,0488	0,0187	0,0106	0,0062	0,0038
0,01	0,0786	0,0368	0,0273	0,0144	0,0091
0,02	0,1057	0,0638	0,0458	0,0291	0,0172
0,04	0,1435	0,0925	0,0726	0,0533	0,0319
0,10	0,2037	0,1481	0,1242	0,1035	0,0781
0,20	0,2574	0,2042	0,1800	0,1588	0,1303
0,40	0,3062	0,2708	0,2460	0,2213	0,1881
1,00	0,3757	0,3585	0,3389	0,3106	0,2740

* T_g — температура газа, К; L — длина пучка, м; P_a — парциальное давление поглощающих молекул (H₂O или CO₂), 10⁵ Па; P_e — эффективное «уширяющее» давление, определяемое как $P_e = \left\{ \frac{P}{P_0} [1 + (b-1) x_a] \right\}^n$, где P — полное давление; $P_0 = 10^5$ Па;

x_a — молярная доли поглощающего вещества; $b = 8,6 (T_0/T)^{1/2} + 0,5$ ($n = 1$ для H₂O, $b = 1,3$, $n = 0,8$ для CO₂, $T_0 = 100$ К).

Таблица 2. Интегральная излучательная способность ϵ_g CO₂ при $P_e = 1$

$P_a L$, МПа·дм	T_g , К				
	400	800	1200	1600	2000
0,001	0,0131	0,0195	0,0133	0,0068	0,0036
0,002	0,0182	0,0289	0,0211	0,0130	0,0072
0,004	0,0268	0,0376	0,0305	0,0204	0,0127
0,01	0,0437	0,0560	0,0460	0,0306	0,0202
0,02	0,0552	0,0725	0,0593	0,0415	0,0282
0,04	0,0737	0,0880	0,0769	0,0556	0,0394
0,10	0,0940	0,1131	0,1063	0,0815	0,0605
0,20	0,1114	0,1348	0,1269	0,1017	0,0775
0,40	0,1251	0,1566	0,1511	0,1228	0,0957
1,00	0,1529	0,1901	0,1894	0,1562	0,1230

Таблица 3. Влияние давления на интегральную излучательную способность ε_g H_2O

T_g, K	$P_{aL}, \text{МПа}\cdot\text{дм}$	P_e			
		0,1	0,3	3	10
400	0,001	0,0063	0,0112	0,0357	0,0468
	0,01	0,0264	0,0462	0,1206	0,1605
	0,10	0,0813	0,1320	0,2753	0,3362
	1,00	0,2058	0,2898	0,4637	0,5273
1200	0,001	0,0021	0,0026	0,0035	0,0069
	0,01	0,0113	0,0174	0,0263	0,0392
	0,10	0,0442	0,0721	0,1837	0,2086
	1,00	0,1397	0,2316	0,4171	0,4438
2000	0,001	0,0009	0,0009	0,0011	0,0019
	0,01	0,0065	0,0079	0,0106	0,0130
	0,10	0,0356	0,0551	0,0837	0,0937
	1,00	0,1246	0,1984	0,2999	0,3016

Таблица 6. Интегральная излучательная способность ε_g смеси $\text{H}_2\text{O} - \text{CO}_2 - \text{N}_2$ при $P=0,03 \text{ МПа}$

$L, \text{м}$	$\chi_{\text{H}_2\text{O}}$	χ_{CO_2}	T_g, K				
			400	800	1200	1600	2000
0,03	0,08	0,16	0,020	0,025	0,018	0,010	0,005
	0,13	0,13	0,022	0,025	0,018	0,009	0,004
	0,19	0,10	0,023	0,022	0,016	0,007	0,004
0,1	0,08	0,16	0,038	0,047	0,035	0,024	0,015
	0,13	0,13	0,044	0,048	0,037	0,024	0,014
	0,19	0,10	0,050	0,046	0,036	0,024	0,012
0,3	0,08	0,16	0,073	0,076	0,063	0,044	0,029
	0,13	0,13	0,082	0,077	0,063	0,048	0,031
	0,19	0,10	0,088	0,081	0,064	0,049	0,033
1,0	0,08	0,16	0,134	0,125	0,111	0,084	0,061
	0,13	0,13	0,144	0,127	0,115	0,088	0,066
	0,19	0,10	0,153	0,133	0,117	0,091	0,069

Таблица 4. Влияние эффективного давления на интегральную излучательную способность ε_g CO_2

T_g, K	$P_{aL}, \text{МПа}\cdot\text{дм}$	P_a			
		0,1	0,3	3	10
400	0,001	0,0087	0,0093	0,0175	0,0218
	0,01	0,0198	0,0281	0,0546	0,0704
	0,10	0,0645	0,0763	0,1097	0,1194
	1,00	0,1175	0,1336	0,1652	0,1734
1200	0,001	0,0109	0,0131	0,0137	0,0137
	0,01	0,0402	0,0421	0,0461	0,0461
	0,10	0,0949	0,1044	0,1070	0,1070
	1,00	0,1704	0,1841	0,1891	0,1891
2000	0,001	0,0035	0,0035	0,0036	0,0036
	0,01	0,0199	0,0201	0,0202	0,0202
	0,10	0,0600	0,0603	0,0605	0,0605
	1,00	0,1225	0,1230	0,1230	0,1230

Таблица 5. Интегральная излучательная способность ε_g смесей $\text{H}_2\text{O} - \text{CO}_2 - \text{N}_2$ при $P=0,1 \text{ МПа}$

$L, \text{м}$	$\chi_{\text{H}_2\text{O}}$	χ_{CO_2}	T_g, K				
			400	800	1200	1600	2000
0,1	0,08	0,16	0,123	0,102	0,076	0,045	0,028
	0,13	0,13	0,137	0,112	0,084	0,051	0,028
	0,19	0,10	0,149	0,117	0,089	0,057	0,030
0,3	0,08	0,16	0,190	0,160	0,131	0,093	0,058
	0,13	0,13	0,215	0,175	0,143	0,105	0,069
	0,19	0,10	0,234	0,189	0,151	0,114	0,079
1,0	0,08	0,16	0,294	0,244	0,211	0,170	0,131
	0,13	0,13	0,315	0,267	0,235	0,193	0,153
	0,19	0,10	0,344	0,291	0,256	0,214	0,171
3,0	0,08	0,16	0,397	0,350	0,314	0,266	0,213
	0,13	0,13	0,430	0,380	0,345	0,296	0,242
	0,19	0,10	0,434	0,403	0,373	0,322	0,266

температура газа. Данные в таблицах представлены для $P_e=1$. Величина P_e учитывает тот факт, что столкновения между поглощающими молекулами примесного газа оказывают меньшее влияние на уширение линий поглощения, чем столкновения между самими поглощающими молекулами.

Данные, приведенные в таблицах, рассчитаны на основе информации, содержащейся в табл. 1, § 2.9.5, и теми же способами, которые указаны в приведенных там примерах расчета. Там же приведены правила Хоттеля и Пеннера (соответственно для низких и высоких P_e), с помощью которых интегральную поглощательную способность можно оценить по интегральной излучательной способности.

Излучательная способность растет с увеличением P_aL , потому что при постоянной T_g число поглощающих молекул увеличивается с ростом P_aL . При малых значениях P_aL поглощение слабое, и добавление каждой молекулы вносит одинаковый вклад в поглощение; следовательно, ε_g линейно связана с P_aL . При более высоких значениях возрастание коэффициента непрозрачности в центрах спектральных линий оказывает небольшое влияние, и интегральная по линиям ε_g растет как $(P_aL)^{1/2}$. При еще больших значениях P_aL возрастание непрозрачности в центрах полос также вносит малый вклад, и ε_g растет в первую очередь на хвостах полос, в целом даже медленнее. Это указывает, скорее, на логарифмическую, а не линейную интерполяцию по P_aL .

$$\varepsilon_g(P_aL) = \varepsilon_g(P_{aL_2})(P_{aL}/P_{aL_2})^n;$$

$$n = \{ \lg[\varepsilon_g(P_{aL})/\varepsilon_g(P_{aL_1})] / \lg[P_{aL}/P_{aL_1}] \},$$

где нижние индексы 1 и 2 относятся к табличным величинам.

Таблица 7. Интегральная излучательная способность ε_g смесей $\text{H}_2\text{O} - \text{CO}_2 - \text{N}_2$ при $P=0,3 \text{ МПа}$

$L, \text{м}$	$\chi_{\text{H}_2\text{O}}$	χ_{CO_2}	T_g, K				
			400	800	1200	1600	2000
0,03	0,08	0,16	0,167	0,118	0,072	0,045	0,030
	0,13	0,13	0,187	0,132	0,080	0,052	0,030
	0,19	0,10	0,201	0,147	0,091	0,058	0,033
0,1	0,08	0,16	0,261	0,200	0,146	0,095	0,063
	0,13	0,13	0,290	0,226	0,169	0,110	0,070
	0,19	0,10	0,310	0,247	0,190	0,127	0,080
0,3	0,08	0,16	0,363	0,299	0,247	0,183	0,120
	0,13	0,13	0,400	0,331	0,280	0,216	0,153
	0,19	0,10	0,418	0,355	0,308	0,242	0,177
1,0	0,08	0,16	0,465	0,425	0,376	0,300	0,226
	0,13	0,13	0,488	0,456	0,415	0,336	0,262
	0,19	0,10	0,498	0,488	0,444	0,365	0,290

Излучательная способность изменяется с T_g при фиксированном $P_a L$ благодаря изменению распределения Планка относительно фиксированной спектральной структуры полос поглощения, а также из-за уменьшения числа молекул при повышенных температурах.

В табл. 3 и 4 показано влияние коэффициента уширяющего давления на интегральную излучательную способность двух вышеупомянутых газов. Когда линии слабые и их интенсивность линейно растет с $P_a L$, столкновительного уширения не наблюдается. Когда линии сильные и интенсивность их растет пропорционально $(P_a L)^{1/2}$, то эффект уширения пропорционален $(P_a L)^{1/2}$. При высоких температурах форма полосы имеет более важное значение, чем форма линии, и влияние P_e слабее. И в этом случае рекомендуется логарифмическая интерполяция.

В табл. 5 представлена интегральная излучательная способность горючей газовой смеси углерод—воздух при давлении $P=0,1$ МПа. В табл. 6 и 7 приведены соответствующие значения для $P=0,03$ и $0,3$ МПа. Как сказано в примечании к таблицам, составы смесей соответствуют различным топливам: углю, нефти и газу, сжигаемым в воздухе. Здесь также рекомендуется логарифмическая интерполяция по L и P .

Данные в табл. 1, § 2.9.5, приведены для температур не свыше 1400 К для CO_2 и 1100 К для H_2O . Однако данные для поглощения в полосах получены по очень точным значениям для гармонических осцилляторов, а распределение Планка известно с высокой точностью, поэтому есть уверенность в экстраполяции данных на более высокие температуры. Погрешность табличных значений лежит в пределах $\pm 10\%$ для данных, основанных на табл. 1, § 2.9.5, и она, вероятно, в 2 раза выше при высоких температурах.

4.5.6. Теплопроводность твердых тел

В табл. 1 предпринята попытка дать по возможности более широкую сводку сведений о температурной зависимости теплопроводности чистых веществ, сплавов и других твердых тел. Данные о значениях теплопроводности при комнатных температурах для некоторых других твердых тел приведены в табл. 2. При использовании таблиц нужно иметь в виду следующее:

у некоторых конструкционных материалов, тонких, как кристаллы, дерево, слюда и т. д., теплопроводность может сильно зависеть от направления теплопереноса;

Таблица 1. Зависимость теплопроводности твердых тел от температуры λ , Вт/(м·К), при T , К

Материал	10	20	40	60	80	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1400	1500
Алюминий	38 000	13 000	2400	850	430	300	250	237	235	237	240	236	231	218	—	—	—	—
Аргон	5,6	1,5	0,7	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Барий	—	—	—	—	—	—	20,5	19,4	18,6	18,2	—	—	—	—	—	—	—	—
BaTiO ₃	10	18	21	19	16	13	8	5,9	4,8	4,1	3,5	3,5	—	—	—	—	—	—
Бериллий	1800	3480	4620	1620	1620	890	450	300	235	200	160	139	126	106	91	79	69	64
Бериллия окись	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	198	153	114	60	33	22	17	17
Бор	175	250	430	360	260	190	94	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ванадий	14	26	39	41	39	36	32	31	31	31	31	32	33	36	38	41	43	45
Висмут	225	100	46	30	24	19	12	9,7	8,6	7,9	7,0	6,6	—	—	—	—	—	—
Вольфрам	9700	4050	690	300	230	208	192	185	180	174	159	146	137	123	118	112	108	106
Гадолиний	31	32	23	18	15	15	13	12	11	10	—	—	—	—	—	—	—	—
Гафний	10	18	24	26	26	26	25	24	24	23	23	22	21	21	21	21	21	21
Германий	1770	1490	800	490	325	230	130	97	75	60	43	34	27	20	17	17	—	—
Глинозем	3000	12 500	13 500	3100	1100	520	155	80	60	42	27	20	16	10	7,6	6,3	5,7	5,4
Гольмий	12	14	16	16	15	14	14	15	16	16	17	18	—	—	—	—	—	—
Дюраль	16	30	56	74	88	101	123	138	151	174	187	188	—	—	—	—	—	—
Диспрозий	10	14	14	13	12	10	9	10	10	11	11	12	12	14	15	17	18	19
Железо	1480	1540	625	285	175	134	104	94	87	80	70	61	55	43	32	28	31	32
Золото	3250	1580	515	374	332	327	325	323	321	317	311	304	298	284	270	255	—	—
Иридий	1270	1900	750	330	210	172	159	153	150	147	144	141	138	132	126	120	114	111
Иттрий	7	13	15	16	16	16	16	17	17	17	18	19	21	23	25	—	—	—
Калий	460	165	115	110	108	107	105	104	104	102	—	—	—	—	—	—	—	—
KCl	440	400	105	52	32	25	13	11	8	7	6	5	—	—	—	—	—	—
Кварц	8000	3600	850	410	240	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кадмий	1200	270	140	115	106	103	101	99	98	97	95	92	—	—	—	—	—	—
Кальций	—	—	—	—	—	—	—	220	210	201	189	182	178	153	116	—	—	—
CaF ₂	2800	2500	800	125	60	40	23	18	15	12	—	—	—	—	—	—	—	—
CaO	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	129	99	85	79	74	72	70	69
Кобальт	265	440	375	250	195	165	140	120	110	100	85	75	67	58	52	49	42	42
Константан	—	—	—	—	—	19	20	21	22	23	27	—	—	—	—	—	—	—
Латунь	5	12	24	33	40	46	62	74	97	104	134	143	146	150	—	—	—	—
Лютетий	36	41	32	30	29	28	26	25	24	23	22	22	—	—	—	—	—	—
Лантан	18	17	10	9	9	110	11	12	13	14	15	16	18	21	23	—	—	—
Литий	610	720	345	175	120	105	95	90	87	85	80	—	—	—	—	—	—	—
LiF	11 000	13 500	1300	280	146	95	42	27	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Магний	5600	2700	720	325	200	169	161	159	157	156	153	151	149	146	—	—	—	—
Марганец	1,6	2,4	3,6	4,5	5,3	5,8	6,6	7,2	7,5	7,8	7,9	8,0	—	—	—	—	—	—
Манганин	—	—	—	—	—	—	—	14	18	21	23	27	—	—	—	—	—	—
Магния окись	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32,4	25,5	19,9	12,8	9,2	7,2	6,2	5,9
Медь	24 500	10 800	2170	830	560	480	429	413	406	401	393	386	379	366	352	339	—	—

Продолжение табл. 1

Материал	10	20	40	60	80	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1400	1500
Молибден	150	285	355	260	210	180	149	143	140	138	134	130	126	118	112	105	100	98
Монель-металл	3,5	7,1	11,0	13,3	14,9	16	18	20	22	23	25	27	—	—	—	—	—	—
Мышьяк	—	—	—	—	—	—	—	69	58	50	41	35	—	—	—	—	—	—
Нафталин	—	—	—	—	1,20	0,96	0,62	0,50	0,42	0,35	0,29	0,27	—	—	—	—	—	—
Никель	1810	1650	580	310	210	165	120	105	98	91	80	72	66	68	72	76	80	83
Нимоник-75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13	15	17	18	21	25	—	—	—
Нимоник-80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	14	15	15	18	23	—	—	—
Нимоник-90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	13	15	16	19	23	—	—	—
Нимоник-95	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13	15	16	18	22	—	—	—	—
Нимоник-100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	13	14	16	20	—	—	—	—
Ниобий	295	250	95	66	58	55	53	53	53	54	55	57	58	61	64	68	71	72
Нейлон	0,033	0,099	0,170	0,206	0,230	0,242	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Натрий	2200	610	190	145	135	136	140	142	143	141	—	—	—	—	—	—	—	—
NaF	4500	3100	560	240	120	85	55	45	38	36	—	—	—	—	—	—	—	—
Нейзильбер	4,8	7,5	11,5	13,8	15,3	17	19	21	23	24	25	27	—	—	—	—	—	—
Олово	1900	320	135	104	92	85	78	73	70	67	62	60	—	—	—	—	—	—
Осмий	1020	1600	640	220	140	115	96	91	89	88	87	87	—	—	—	—	—	—
Палладий	1150	600	175	98	81	77	73	72	72	72	74	76	80	87	94	102	107	110
Платина	1230	500	140	95	82	78	74,0	72,6	71,8	71,6	71,8	72,3	73,2	75,6	79	83	87	90
Плутоний	—	—	—	—	3,1	3,3	4,0	4,8	5,7	6,7	9,6	—	—	—	—	—	—	—
Празеодим	—	—	—	—	7	8	9	10	12	13	14	15	16	18	22	—	—	—
Пирекс	—	—	—	0,34	0,46	0,57	0,76	0,89	0,95	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ртуть	46	40	36	34	33	32	30	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Рений	3550	1150	155	77	63	59	54	51	49	48	46	45	44	44	45	46	47	48
Родий	2780	3650	1020	380	240	190	158	154	152	150	146	141	136	127	121	116	112	110
Резина	—	—	—	—	—	0,14	0,15	0,15	0,16	0,16	—	—	—	—	—	—	—	—
Рубидий	150	69	64	62	61	60	59	59	59	58	—	—	—	—	—	—	—	—
Рубин	650	1335	1700	1000	500	290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Рутений	1500	2260	950	310	185	155	128	118	117	117	114	111	108	102	98	94	91	90
Соль поваренная	770	330	82	44	30	24	15	11	8,9	7,1	4,4	3,4	—	—	—	—	—	—
Сапфир	2600	14 600	16 500	4400	1175	480	150	82	58	46	32	24	—	—	—	—	—	—
Скандий	7	12	14	14	14	14	15	15	16	16	16	17	—	—	—	—	—	—
Кремний	2330	4980	3530	2110	1340	884	410	260	190	150	99	76	62	42	31	26	24	23
Силумин	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	177	181	—	—	—	—	—
Серебро	16 800	5100	1050	550	470	450	432	420	429	429	425	419	412	396	379	361	—	—
Серебряный припой	1650	720	179	85	54	39	23	16	13	10	7,6	6,0	—	—	—	—	—	—
Свинец	180	60	45	43	41	39,7	37,9	36,7	36,0	35,3	34,0	32,8	31,4	—	—	—	—	—
Сурьма	480	230	110	75	58	46	36	30	26,7	24,3	21,3	19,5	18,8	16,8	—	—	—	—
Сера	8,2	2,4	1,1	0,8	0,72	0,56	0,43	0,35	0,31	0,27	—	—	—	—	—	—	—	—
Тантал	107	142	87	65	60	59	58	58	57	58	58	59	59	59	60	61	62	62
Технеций	—	—	—	—	—	—	—	—	—	51	50	50	50	52	55	—	—	—
Тефлон	0,094	0,142	0,194	0,220	0,23	0,23	0,24	0,25	0,25	0,26	—	—	—	—	—	—	—	—
Тербий	19	23	19	17	15	14	12	10	10	11	—	—	—	—	—	—	—	—
Таллий	190	80	65	61	58	56	52	49	48	46	44	42	—	—	—	—	—	—
Тория окись	—	—	—	—	—	—	—	—	16	13	10	8	6	5	4	3	3	2
Торий	470	170	85	69	63	60	56	55	54	54	55	55	56	57	58	59	60	61
Туллий	23	18	11	11	13	14	15	16	17	17	—	—	—	—	—	—	—	—
Титан	14	28	39	36	33	31	27	25	23	21	20	20	19	19	21	22	24	25
Титана окись	1000	850	130	60	31	20	11	9	8,5	8	6	5	4	3	3	3	3	3
Углерод	0,07	0,16	0,31	0,44	0,56	0,67	0,94	1,18	1,40	1,60	1,87	2,06	2,19	2,37	2,5	2,8	3,2	3,5
Уран	10	16	18	20	21	22	24	25	26	28	30	33	34	39	44	49	56	—
Фарфор	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,43	1,7	2,0	2,2	2,4	—	—
Фосфор	7	27	44	40	35	31	23	18	14	12	—	—	—	—	—	—	—	—
Хром	385	595	425	250	185	160	130	110	100	94	91	86	81	71	65	62	59	57
Церий	1,1	1,9	3,2	4,3	5,2	6,0	7,7	9,0	10,3	11,4	13,3	15,0	16,5	19,3	21,8	—	—	—
Цезий	69	55	47	43	41	40	38	37	36	36	—	—	—	—	—	—	—	—
Цинк	4750	1000	280	160	130	117	117	118	118	116	111	107	103	—	—	—	—	—
Цирконий	99	108	59	44	37	33	28	25	24	23	22	21	21	21	23	26	28	29
Циркония окись	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4
Эврика	—	—	—	—	—	—	—	20	21	22	24	25	—	—	—	—	—	—
Эрбий	7,1	7,8	9,3	9,8	11	12	14	15	15	14	14	14	14	15	16	17	19	19

Таблица 2. Теплопроводность некоторых материалов при комнатной температуре

Материал	Марка	λ , Вт/(м·К)	Материал	Марка	λ , Вт/(м·К)
Нержавею- щая сталь	201	16,3	Хастеллой	B	10,4
	202	16,3		C	8,8
	301	16,2		D	20,9
	302	16,2		G	10,8
	304	16,3		X	9,0
	304L	16,3	Инколой	800	12,2
	309	13,8		901	13,4
	310	13,8			
	316	16,3	Нимоник	80A	12,2
	318L	16,3			
	321	15,8	Инконель	600	15,0
	330	13,0		610	15,0
	347	15,8		625	10,8
	410	24,9		700	12,4
	414	24,9		705	15,0
	420	24,9		722	14,7
	430	25,9		X750	14,7
	431	20,2	Монель-ме- талл	400	25,1
	446	20,9		401	19,2
	CA15	24,5		R405	25,9
	CA40	24,5		404	25,0
	CB30	22,1		411	26,8
				505	19,6
Литая сталь	CC50	21,8	Алюминие- вый сплав	506	20,9
	CF8	15,9		1100	340
	CF8M	16,2		3003	192
	CF20	15,9		5052	137
	CK20	14,2		5086	135
	CN7M	20,9		6063	186
	HU	15,4		7075	120
	HW	13,3			
	HA	29,4			
	HC	30,9			
	HD	30,9			

примеси, предыдущие тепловое состояние образца, внешние воздействия (например, магнитное поле) могут иногда заметно влиять на теплопроводность;

для изоляторов с малыми значениями плотности необходимо также рассматривать тепловое излучение;

реальные условия могут оказать заметное влияние на теплопроводность вследствие таких факторов, как контактное сопротивление, диссипация энергии, окисление, просачивание влаги и т. д.;

при низких температурах теплопроводность может изменяться очень резко (см. рис. 1), и, кроме того, сильно зависеть от чистоты образца. Затабулированные значения для чистых веществ приведены для материалов наивысшей степени чистоты, которая достижима в настоящее время. Поэтому для реальных материалов наблюдаемое значение теплопроводности может быть ниже;

в тех случаях, когда могут быть несколько модификаций материала, таблицы составлены для полнокристаллического состояния. Ограниченный объем справочника не позволил привести более подробную информацию. Читатели, нуждающиеся в более подробной информации, могут найти интересующие их сведения в [1—6].

4.5.7. Излучательная способность твердых тел

В табл. 1 (см. с. 256) приведена температурная зависимость для диапазона от 100 до 1500 К, в табл. 2 (см. с. 257) — данные для комнатной температуры.

В обеих таблицах представлены интегральная нормальная (pt) и интегральная полусферическая (ht) излучательная способность. Данные по другим зависимостям, таким, как зависимость от длины волны, или по другим параметрам, например поглощающей или отражающей способности, не приведены. Отбор материалов также нуждается в комментарии. Хотя в литературе, включенной в список, сопровождающий таблицы, приведены данные по многим материалам и для различных поверхностей, было установлено, что состояние поверхности зависит от начальной температуры, способа обработки внешних условий, что оказывает влияние на свойства поверхности и, следовательно, на излучательную способность. Большие изменения излучательной способности наблюдаются при малых изменениях в способе обработки поверхности образца или даже при видимом отсутствии таких изменений. По этой причине данные, приведенные в таблицах, следует рассматривать как значения, дающие лишь приближенное представление о поведении реальных материалов.

4.5.8. Упругие свойства твердых тел

При сравнении значений упругих характеристик какого-нибудь металла или сплава, приведенных в различных справочниках или оригинальных статьях, обнаруживается весьма широкий разброс данных. Для многих материалов различие в данных, достигающее 20 %, является типичным. Поэтому в каждом расчете, для которого привлекаются в качестве исходных данные по упругим свойствам, необходимо указывать значения использованных величин.

Частичным источником ошибок при измерении упругих свойств является трудность измерения упругой деформации: в процессе измерения нужно измерять изменение длины, составляющее несколько тысячных, с точностью до двух-трех знаков. Другие источники ошибок имеют более серьезный характер. Например, при изготовлении образца вносится некоторая степень преимущественной ориентации отдельных зерен, что оказывает влияние на упругие свойства (см. § 4.5.5). Следует также учитывать, что данные по изотропным материалам не могут переноситься на материалы, которые при обработке приобрели некоторую степень преимущественной ориентации зерен. Наконец, как при комнатной температуре, так и при высоких температурах и при больших значениях напряжения диаграмма напряжения—деформация зависит от времени и структуры.

Если требуется высокая точность при разработке конкретного теплообменника, то наилучший способ получить информацию об упругих свойствах состоит в проведении измерений на реальном материале в реальных условиях как по температуре, так и по деформации.

В табл. 1 и 2 (см. с. 258) приведены коэффициенты упругости монокристаллов соответственно гексагональных и кубических структур [1, 2]. Эти данные приведены для того, чтобы дать представление о диапазоне, в котором может проявиться упругая анизотропия в поликристаллических материалах с преимущественной ориентацией зерен.

Данные о модуле Юнга (табл. 3) (см. с. 258) взяты из [3].

Некоторые из справочников, в которых имеются данные по упругим постоянным для конструкционных материалов, указаны ниже [4—10].

Таблица 1. Зависимость излучательной способности различных материалов от температуры

Материал	Тип	ε при T, К								
		100	200	400	600	800	1000	1200	1400	1500
Алюминий *	ht	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	—	—	—	—
Al ₂ O ₃	nt	—	—	0,78	0,69	0,61	0,54	0,49	0,42	0,40
Al alloy 245T **	ht	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	—	—	—
BN	nt	—	—	—	—	0,75	0,75	0,74	0,74	0,74
Вольфрам **	ht	—	—	0,03	0,05	0,07	0,09	0,12	0,16	0,17
CdS	nt	0,62	0,56	0,27	0,16	—	—	—	—	—
GdO	nt	—	—	—	—	0,35	0,29	0,25	0,16	0,13
HfB ₂	nt	—	—	—	—	0,41	0,46	0,52	0,72	0,76
HfC	nt	—	—	—	—	—	0,98	0,98	0,98	0,98
HfO ₂	nt	—	—	—	—	—	0,80	0,81	0,82	0,83
Железо **	ht	0,02	0,05	0,09	0,14	0,20	0,25	0,30	0,35	0,42
Окислы железа	—	—	—	—	—	—	0,84	0,84	0,82	—
Золото *	ht	0,01	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,08	—	—
Медь **	ht	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
Медь ***	ht	—	—	—	0,50	0,58	0,80	—	—	—
MgO	nt	0,72	0,72	0,73	0,62	0,52	0,47	0,41	0,36	0,31
Молибден **	ht	0,03	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,17	0,18
Монель-металл **	ht	0,14	0,14	0,15	0,17	0,19	0,22	0,26	0,34	—
NaCl	ht	0,64	0,44	0,24	—	—	—	—	—	—
Ниобий **	ht	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,13	0,15	0,17	0,18
NbC	ht	—	—	—	—	—	—	—	0,43	0,44
NbC	nt	—	—	—	—	0,33	0,64	0,74	0,84	0,84
Никель **	ht	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,15	0,17	0,21	0,23
Платина **	ht	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,18
Рений **	ht	0,10	0,12	0,13	0,15	0,16	0,18	0,19	0,20	0,21
Серебро **	ht	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
Сапфир	ht	—	0,48	0,58	—	—	—	—	—	—
SiC	nt	—	—	0,86	0,86	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84
Si ₃ N ₄	nt	—	—	0,93	0,90	0,86	0,84	0,81	0,72	0,70
SiO ₂	ht	0,73	0,72	0,79	—	—	—	—	—	—
Тантал **	ht	—	0,01	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18
TaC	ht	—	—	—	0,29	0,32	0,35	0,38	0,41	0,42
TaC	nt	—	—	—	—	0,38	0,52	0,65	0,73	0,75
TaN	nt	—	—	—	—	0,70	0,75	0,78	0,81	0,83
ThO	nt	—	—	—	—	—	0,29	0,29	0,28	—
TiC	ht	—	—	—	—	0,49	0,54	0,60	0,62	0,64
TiC	nt	—	—	—	—	0,54	0,68	0,75	0,86	0,87
TiN	nt	—	—	—	—	0,43	0,54	0,63	0,75	0,71
TiO ₂	nt	—	—	—	—	0,50	0,47	0,42	0,39	0,38
Ti alloy A110-AT **	ht	0,12	0,14	0,17	0,21	0,23	0,26	0,28	0,29	0,30
Углерод	nt	—	—	0,85	0,84	0,83	0,83	0,82	0,82	0,82
Уран ***	ht	—	—	—	0,30	0,32	0,36	0,38	—	—
ZrB ₂	nt	—	—	—	—	0,35	0,47	0,56	0,69	0,72
ZrC	ht	—	—	—	—	—	0,54	0,50	0,46	0,42
ZrO ₂	nt	0,88	0,86	0,74	0,63	0,51	0,44	0,42	0,40	0,41
ZnS	ht	0,54	0,56	0,30	—	—	—	—	—	—
ZnSe	ht	0,54	0,43	0,22	—	—	—	—	—	—

* Полированная фольга.

** Полированный материал.

*** Оксидированный материал при 1000 К.

Таблица 2. Излучательная способность различных материалов при комнатной температуре

Продолжение табл. 2

Материал	Тип	ε	Материал	Тип	ε
Алебастр	nt	0,92	Лак светлый	—	0,82
Алюминий гидроксид порошок	n	0,28	Лак черный матовый	—	0,91
Алюминиевое покрытие	n	0,22	Лед гладкий	nt	0,97
Алюминиевый сплав 245T	n	0,09	Лед кристаллический	nt	0,99
Асбестовая бумага	nt	0,94	Латунь оксидированная	nt	0,60
Асбестовый картон	nt	0,96	Латунь полированная	nt	0,04
Асбестовая ткань	nt	0,90	Линолеум	nt	0,89
Асбестовый шифер	nt	0,97	Магния окись	nt	0,71
АРМКО (железо)	n	0,10	Манганин полированный	n	0,05
АРМКО (железо оксидированное)	n	0,30	Мрамор полированный	nt	0,92
Вас ₂ (порошок)	n	0,65	Мрамор гладкий	nt	0,56
Бук (древесина)	nt	0,94	Мрамор белый	nt	0,95
Бетон шероховатый	nt	0,94	Монель-металл К 700	n	0,22
Бумага белая	nt	0,80—0,95	Медь листовая оксидированная	n	0,78
Висмут	n	0,05	Никелин оксидированный	n	0,26
Вольфрам	n	0,02	Окись меди	n	0,10
Гипс	nt	0,80—0,90	Огнеупор белый	—	0,90
Глина обожженная	nt	0,91	Огнеупор светлый	—	0,92
Гравий	nt	0,28	Огнеупор темный	—	0,94
Гранит	nt	0,44	Опилки древесные	nt	0,75
Графит (порошок)	n	0,07	Окись церия	ht	0,40—0,70
Глинозем	nt	0,06—0,75	Песок	nt	0,76
Дуб строганный	nt	0,91	Песчаник красный	nt	0,59
Доу-металл	n	0,15	Покрывать	—	0,03—0,085
Древесина строганая	nt	0,78	Почва	nt	0,38
Ель (древесина)	nt	0,82	Резина мягкая	nt	0,86
Железо электролитическое оксидированное	—	0,79	Резина твердая	nt	0,92
Железо электролитическое полированное	—	0,21	Рубероид	nt	0,91
Железо ржавое	n	0,85	Сажка ламповая	nt	0,95
Железо-пудлинговое матовое	n	0,94	Свинца окись (порошок)	n	0,29
Железо-пудлинговое полированное	—	—	Слюда	nt	0,75
Известняк доломитовый	nt	0,40	Сталь литая полированная	—	0,21
Известняк	nt	0,95	Сталь литая оксидированная	—	0,57
Известковый раствор	nt	0,92	Смола	—	0,79—0,83
Иней	—	0,99	Сплав эвердур	n	0,11
Инконель В	n	0,20	Стекло гладкое	nt	0,94
Инконель Х	n	0,21	Стекло полированное	nt	0,90—0,95
Каолин	n	0,30	Снег чистый	—	0,82
Каменная кладка	nt	0,93	Стеллит	n	0,18
Кварц	nt	0,89	Сурик свинцовый	nt	0,93
Кварц (порошок)	nt	0,90	Тальк (порошок)	n	0,24
Кварц шероховатый	nt	0,89	Титановый сплав АП ОАТ	n	0,59
Керамика глазурованная	—	0,90	Титановый сплав АМ 4901	n	0,19
Керамика матовая	—	0,93	Уголь	nt	0,80
Кирпич гладкий	nt	0,93	Углерод	n	0,80
Кирпич шероховатый	nt	0,93	Фарфор глазурованный	nt	0,92
Кизельгур	n	0,25	Формовочная земля	—	0,64
Кожа	n	0,77	Хром	n	0,08
Копоть ламповая	nt	0,95	Шеллак матовый	n	0,91
Кобальтовый сплав 155	n	0,09	Шеллак полированный	n	0,82
Корунд крупнозернистый	nt	0,86	Шлак котельный	n	0,95
Краска алюминиевая	—	0,27—0,80	Шифер	nt	0,65—0,85
Краска бронзовая	—	0,50—0,55	Шифер темносерый	nt	0,90
Краска белая матовая	—	0,91	Шифер серебристо-серый	nt	0,80
Краска черная глянцева	—	0,90	Штукатурка	nt	0,92
Краска черная матовая	—	0,88	Эбонит	n	0,89
Краска зеленая	—	0,95	Эмали	n	0,90
Краска серая	—	0,95			
Краски масляные	—	0,90—0,96			
CaCO ₃	n	0,30			
Лаки	—	0,05—0,96			

Механический расчет теплообменников

ПРЕДИСЛОВИЕ

Успешное проектирование теплообменных аппаратов требует от конструктора на стадии проведения расчетов понимания как тепловых, так и механических аспектов этого вопроса. В части 5 этого Справочника читателю дается широкое представление о последних достижениях в механических расчетах.

Часть 5 начинается с обсуждения основных принципов механического расчета; соотношений для расчета напряжений и деформаций, анализа напряженного состояния, термических напряжений, методов снятия напряжений.

Основное место в этом разделе уделено механическому расчету кожухотрубных теплообменников. Это оправдано тем, что более 90 % теплообменников как по стоимости, так и по количеству (исключая автомобильные радиаторы) относятся к этому типу. Элементы конструкций кожухотрубных теплообменников обсуждаются в разд. 5.2.

Большинство теплообменников других типов предназначено для узкоспециальных целей и поэтому заинтересуют конструкторов, проектирующих обычные типы теплообменников, гораздо меньше. По этой причине им уделено несколько меньше внимания, чем кожухотрубным теплообменникам. Воздухоохладители, пластинчатые теплообменники, теплообменники с плоскими ребрами наряду с некоторыми другими типами теплообменников рассмотрены в разд. 5.3. Проблема выбора материала с точки зрения прочности и коррозионной стойкости обсуждается в разд. 5.4.

В последнее время в связи с увеличением размеров теплообменников и связанным с этим увеличением расстояний между опорами участились случаи аварий из-за возникновения вибрации. Эта важная проблема обсуждается в разд. 5.5.

Раздел 5.1

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА

Руиз

5.1.1. Введение

А. Нагрузки и напряжения. Механический расчет теплообменников начинается с рассмотрения рабочих нагрузок и определения их значений. Нагрузки можно разделить на две категории в зависимости от вызывающих их причин и характера изменения во времени. К первой категории должны быть отнесены следующие типы нагрузок:

распределенная механическая нагрузка, например внутреннее или внешнее давление;

механическая нагрузка, сосредоточенная на малой площади поверхности, например нагрузка от собственной массы колонны или седловой опоры или нагрузка, приложенная к анкеру через трубу (заметим, что если эта нагрузка вызвана термическим расширением трубы, то она ограничена пределом текучести в точке соединения трубы и анкера);

термические нагрузки, вызванные различием расширения кожуха и труб в пучке кожухотрубного теплообменника, тепловым расширением теплообменника на его опорах, температурными перепадами по толщине трубной доски или кожуха или различием термических коэффициентов линейного расширения двух элементов, образующих соединение.

Ко второй категории относятся статические или квазистатические нагрузки в отличие от быстропеременных нагрузок, которые могут возникать при аварийных режимах, например при тепловом ударе, обусловленном непосредственным попаданием холодной жидкости на горячую

поверхность. Нагрузки могут сохраняться в течение всего времени работы теплообменника, могут изменяться только в течение некоторого периода времени или характеризоваться циклическими изменениями.

После классификации нагрузок, возникающих при нормальной работе и при возможных аварийных ситуациях, необходимо найти распределение напряжений в предположении, что возникающие деформации являются упругими. Эти напряжения также можно классифицировать в зависимости от их происхождения и от влияния, которое они оказывают на прочность конструкции.

В «Нормах расчета испарителей и сосудов высокого давления» ASME [1] классификация выполняется в соответствии с тщательно разработанными правилами, которые, однако, не всегда однозначны:

напряжения 1-го типа σ_1 — напряжения, равномерно распределенные по толщине и вызываемые внутренним или внешним давлением, т. е., в общем, любые напряжения, не ограниченные пределом текучести и в итоге разрушением структуры материала в результате пластических деформаций. Типичным примером таких напряжений является напряжение в цилиндрическом кожухе, вызванное давлением;

напряжения 2-го типа σ_2 — напряжения изгиба, вызываемые механической нагрузкой. Примером такого рода напряжений является напряжение изгиба в трубной доске под действием разности давлений внутри трубы и в межтрубном пространстве кожуха, значение которого может превышать предел текучести материала, не вызывая разру-

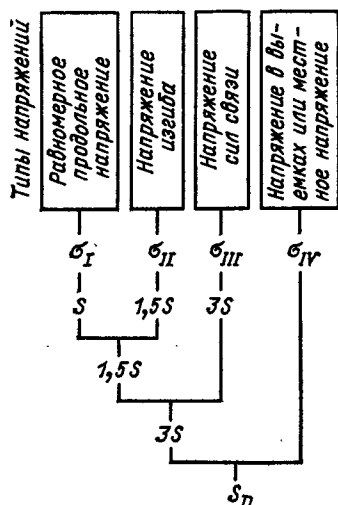


Рис. 1. К определению допустимых предельных напряжений

шениа материала доски. Важно заметить, что эти напряжения рассчитываются в предположении, что возникающие деформации являются упругими. Таким образом, они используются, скорее, для иллюстрации расчета, чем для правильного учета действительных напряжений. При расчете ни остаточные напряжения, ни упруго пластические деформации не рассматриваются; их действие учитывается с помощью эмпирических расчетов и инженерных оценок; напряжения 3-го типа σ_{III} — напряжения, вызванные силами связи в соединениях или термической нагрузкой. Эти напряжения ограничены перемещением и поэтому не могут вызвать разрушения в результате пластической деформации;

напряжение 4-го типа σ_{IV} концентрируются в непосредственной близости от паза, трещины резервуарного типа, резьбового соединения и т. п. в отличие от рассмотренных выше напряжений, действующих на большие площади поверхности. Такие напряжения необходимо учитывать только при использовании хрупкого материала или при воздействии циклических изменений нагрузки, которые могут вызвать усталостные разрушения. Полный анализ требует рассмотрения всех возможных типов повреждений, определения прочности для каждого типа и определения допустимых пределов надежности. Метод анализа напряжений, вызывающих упругие деформации, сам по себе недостаточен, и нужны более полные методы, учитывающие предельные напряжения, другие деформации вследствие вибраций и методы, основанные на механике разрушений [2—5].

Метод анализа упругих деформаций, однако, достаточен для выбора основных размеров. Это достигается принятием допускаемых предельных значений расчетных напряжений, определяемых на основе механических свойств материала.

В соответствии с нормами расчета [1, 6, 7] механическими свойствами, характеризующими сопротивление материала, являются предельное растягивающее напряжение σ_n , предел текучести или предел текучести при остаточной деформации 0,2 %, σ_y , напряжение, необходимое для разрушения образца после 100 000 ч испытания при расчетной температуре, σ_R , напряжение, вызывающее постоянную остаточную деформацию 1 % после 100 000 ч испытания при расчетной температуре, σ_T .

За расчетное напряжение S в зависимости от специальных требований норм расчета принимается наименьшее значение из ряда

$$\sigma_n/3, \sigma_y/1,5, \sigma_R/1,5, \sigma_T/1,1. \quad (1)$$

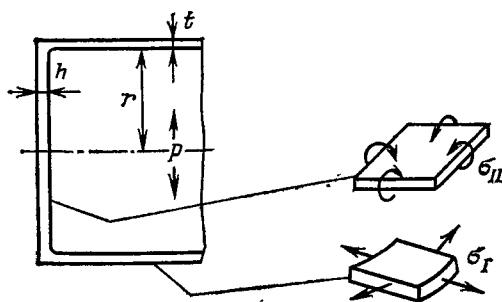


Рис. 2. Напряжения типов I и II в сосуде, состоящем из цилиндрического кожуха и плоского дна

Знаменатели в (1) представляют собой коэффициенты надежности, определяемые нормами расчета и незначительно отличающиеся от приведенных здесь значений. Отметим, что на этой стадии совершенно не учитываются удлинение при разрыве, прочность на разрыв или усталостная прочность. Эти характеристики используются только при выборе материала и при оценке прочности.

После получения значения S для выбранного материала допустимые пределы для четырех типов напряжений находятся из рис. 1, согласно которому σ_I должна быть меньше S , σ_{II} может достигать $1,5 S$, но сумма σ_I и σ_{II} не должна превышать $1,5 S$ и так далее для других комбинаций. Напряжения в выемках σ_{IV} , меньше зависящее от общих размеров и нагрузок, чем от глубины выемок, нужно ограничивать только пределом усталости S_D (см. п. В).

В. Элементы конструкций. Кожухи, трубные доски, трубы, компенсаторы, фланцы и днища являются основными элементами конструкции. Здесь приводится краткое описание расчета напряжений в этих элементах; за подробной информацией читателю следует обратиться к специальным работам. Подробная методика расчета и последующие нормы расчета рассматриваются в других разделах этой части справочника. Для иллюстрации различия в поведении разных элементов рассмотрим напряжение в цилиндрическом кожухе и пластине (рис. 2). В кожухе

$$\sigma_I = pr/t, \quad (2)$$

а в центре пластины, при условии свободного перемещения на ее периферии

$$\sigma_{II} = \pm 3(1+\nu)pr^2/8h^2 \quad (3)$$

(см. § 5.1.4). Предельные значения напряжения выбираются в соответствии с рис. 1. Если одновременно возникают оба типа напряжений, как в балке на рис. 3, $\sigma_I + \sigma_{II} < 1$. Более точно предельное напряжение при такой нагрузке с учетом взаимодействия между обоими типами нагрузки определяется по выражению

$$\sigma_{II}/S < 1,5[1 - (\sigma_I/S)^2]. \quad (4)$$

В соединении кожуха с плоским днищем, представленном на рис. 2, в соответствии с принципом совместности радиальных перемещений и кручений требуется существование самоуравновешивающихся краевых сил и моментов,

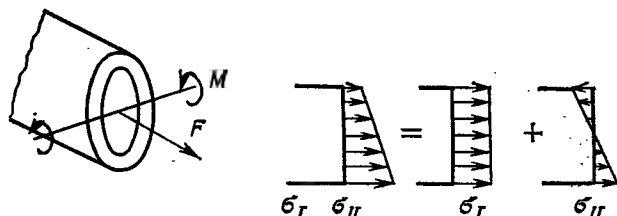


Рис. 3. Одновременное воздействие напряжений типов I и II на элемент бруса

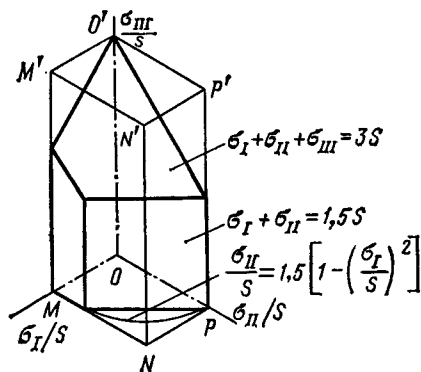


Рис. 4. Комбинация предельных напряжений с учетом взаимодействия между напряжениями типов I—III [точки в объеме, ограниченном поверхностью $OMNPO'M'N'P'$ удовлетворяют критерию, представленному на рис. 1; точки внутри объема $OMPO'$ удовлетворяют (7)]

что приводит к появлению местных продольных, изгибающих и касательных напряжений, соответствующих напряжениям третьего типа. При достаточно пластичном материале σ_{III} может вызвать пластическую деформацию, поскольку, если достигнуто состояние текучести, нагрузка перестает расти с ростом деформации в соответствии с принципом совместности в соединении.

Предельные напряжения σ_I , σ_{II} , σ_{III} , показанные на рис. 1, располагаются в области, ограниченной параллелепипедом $OMNPO'M'N'P'$, рассеченным плоскостями (рис. 4), и удовлетворяют условиям

$$\sigma_I + \sigma_{II} \leq 1,5S; \quad (5)$$

$$\sigma_I + \sigma_{II} + \sigma_{III} \leq 3S. \quad (6)$$

Все точки внутри пространства, ограниченного этими плоскостями, соответствуют допустимым предельным напряжениям. Более простое и более строгое выражение для предельного напряжения имеет вид

$$\sigma_I + \frac{\sigma_{II}}{1,5} + \frac{\sigma_{III}}{3} < S. \quad (7)$$

Все точки внутри области тетраэдра $OO'MP$ соответствуют допустимым предельным напряжениям.

С. Виды разрушений, учитываемые при расчете. Первым видом разрушений, который нужно рассмотреть, является вязкий излом, которому предшествует пластическая деформация, изменяющаяся в широких пределах. В большинстве элементов конструкций возникают биаксиальные напряжения, которые необходимо характеризовать единым параметром. Им может быть максимальное напряжение, максимальное касательное напряжение или комбинация основных напряжений. Рассмотрим элемент на рис. 5; эквивалентное напряжение равно:

$$\sigma = \sigma_I \text{ (критерий максимального напряжения);} \quad (8)$$

$$\sigma = \sigma_I \text{ или } (\sigma_I - \sigma_{II}) \text{ (критерий сдвига Треска; используется больший из них);} \quad (9)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \text{ (критерий Мизеса).} \quad (10)$$

В этих уравнениях $\sigma_1 > \sigma_2$; обе эти величины могут быть как положительными (растяжение), так и отрицательными (сжатие). Воздействие сил одновременно в трех направлениях встречается в расчетах очень редко, так как напряжения σ_3 незначительно. Если это не так, его можно включить в (2). Вязкого излома можно избежать, ограничивая эквивалентное напряжение, как это было описано выше.

Второй вид разрушения, тесно связанный с вязким изломом, — это постепенно нарастающее разрушение. Его можно проиллюстрировать с помощью простой модели, со-

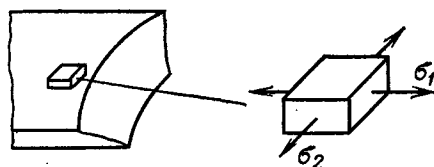


Рис. 5. Случай биаксиальных напряжений

стоящей из трех балок, жестко скрепленных с соседними балками на концах (рис. 6). Постоянная сила F приложена к системе, а температура центральной балки циклически изменяется от T до $T + \Delta T$ (T — начальная температура всей системы). Учитывая, что имеется равновесие сил и действует принцип совместности перемещений, легко выделить три возможных типа поведения системы:

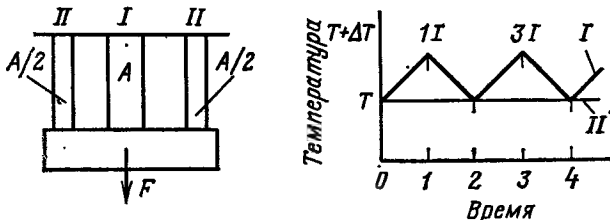


Рис. 6. Система из трех балок, подвергаемая воздействию постоянной силы и циклического изменения температуры

упругое циклическое изменение нагрузки (рис. 7, а), если

$$E\alpha\Delta T < 2 \left(\sigma_Y - \frac{F}{2A} \right); \quad (11)$$

упругое вибрирующее изменение нагрузки, (рис. 7, б) приводящее после первой половины цикла к остаточной деформации системы, когда

$$2 \left(\sigma_Y - \frac{F}{2A} \right) < E\alpha\Delta T < 4 \left(\sigma_Y - \frac{F}{2A} \right); \quad (12)$$

поведение, характеризуемое соотношением

$$E\alpha\Delta T > 4 \left(\sigma_Y - \frac{F}{2A} \right). \quad (13)$$

Центральная балка деформируется вдоль линий $1I$ $2I$ $3I$ и так далее (рис. 7, в), тогда как две внешние балки

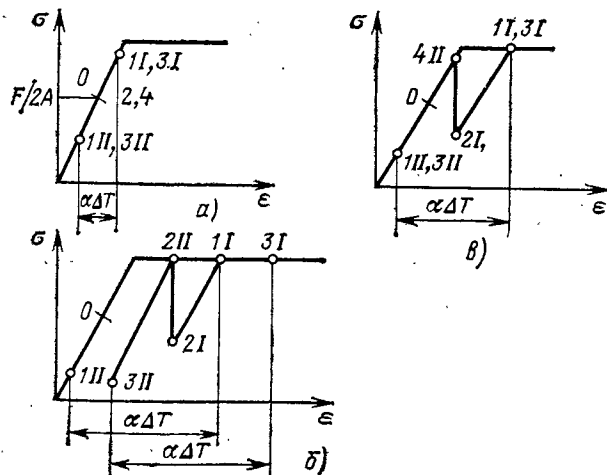


Рис. 7. Различные возможные состояния деформаций системы из трех балок

бенности метод конечных элементов. Принцип этого метода состоит в том, что все тело разбивается на ряд соответствующих элементов с прямыми границами и используются уравнения сохранения энергии для получения зависимости между нагрузкой, которая считается приложенной в узловых точках, и смещением этих точек, при этом приходится делать упрощающие допущения, с тем чтобы осуществить вычисление с помощью располагаемой вычислительной техники, при этом необходима критическая оценка результатов. Метод описан в [15, 16], так и во многих других работах, и читателю следует обращаться к инструкциям по использованию специальных программ [17, 18]. Комбинация численного интегрирования и метода конечных элементов используется для решения задач с оболочками вращения, снабженными патрубками [19].

Анализ экспериментальных значений напряжений до недавних пор обеспечивал единственный способ определения трехмерных напряжений при приложении асимметричной или концентрированной нагрузки к оболочке и т. д. В настоящее время он является дополнительным средством наряду с численными методами. Разработаны точные оптические и тензометрические методы исследования напряжений, отличающиеся простотой и обеспечивающие точность измерения напряжений или усилий.

В. Анализ пластических деформаций. Значение нагрузки, необходимой для достижения предела текучести и полного разрушения конструкции, состоящей из кожухов и колец, оценивается в предположении, что материал идеально пластичен. Метод анализа в сущности тот же, что использовался для анализа каркасов, с учетом сложности двумерного характера напряжений в оболочках по сравнению с одномерными напряжениями в балках, образующих каркас. Примеры применения анализа предельных напряжений к кожухам высокого давления и кольцам приведены в [2, 3]; общая теория вопроса дана в [22], расчеты кожухов — в [23].

Анализ предельных напряжений обычно используют при расчете таких конструкций, как здания и мосты. При расчете теплообменников его обычно не применяют, поскольку повреждение редко носит характер пластического разрушения под действием статической нагрузки. Фланцевое соединение должно допускать упругие деформации материалов для предотвращения утечек и периодической разборки для осмотра и ремонта. Предотвращение усталостного разрушения из-за сильной деформации, упругих вибраций конструкции при совместном действии постоянной и циклической нагрузок, необходимо также учитывать при расчете. В этих случаях, как и при расчете обычной усталости, основу расчетов составляет анализ упругих, а не пластических деформаций.

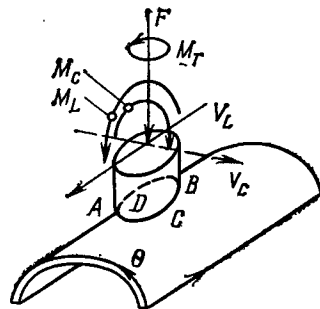


Рис. 1. Действие концентрированной нагрузки на цилиндрический кожух

С. Асимметричное приложение нагрузки. Обычно в практике существует три типа асимметричного приложения нагрузки:

- нагрузка, приложенная через трубу или опорную колонну к кожуху теплообменника;
- нагрузка в седловых опорах, поддерживающих горизонтальный теплообменник;
- нагрузка, возникающая при изменении температуры по диаметру трубной доски в теплообменнике с U-образными трубами.

Первые два типа нагрузки анализируются аналитически с помощью тригонометрического ряда, что слишком сложно для практического применения [24]. В [25—29] удалось представить результаты анализа напряжений цилиндрического и сферического кожухов, нагрузка которым передается с помощью жесткой прямоугольной втулки или радиальной трубы в удобной для использования форме; эти результаты представлены в [6], которые, однако, мало соответствуют экспериментальным данным [30].

Можно рассмотреть результаты теоретических и экспериментальных исследований, чтобы получить приблизительное представление об уровне напряжений. Рассмотрим воздействие нагрузки F на цилиндрический кожух (рис. 1). Силы и моменты, приложенные к радиальной трубе, показаны на рисунке. Напряжения σ_x, σ_θ вычисляются в точках A, B, C, D снаружи или внутри кожуха, а геометрические параметры берутся из рис. 2—5. Напряжения определяются в соответствии с критерием Мизеса, причем наибольшее значение должно быть ниже допустимых пределов. Когда нагрузка прикладывается через колонну некруглого сечения (наклонную трубу или втулку с прямоугольным сечением) в целях удобства анализа зона контакта заменяется кругом эквивалентной площади.

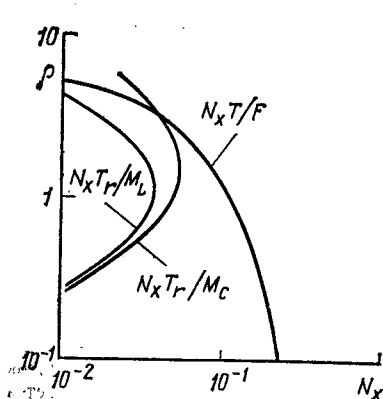


Рис. 2. Прямое продольное напряжение, обусловленное радиальной силой или изгибающим моментом в цилиндрическом кожухе

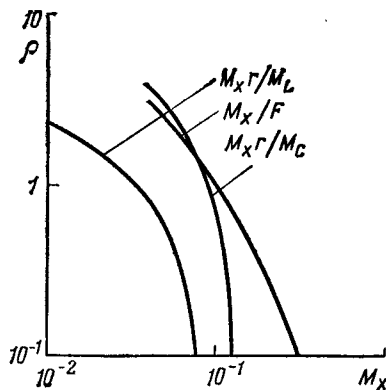


Рис. 3. Напряжение при продольном изгибе, обусловленное радиальной силой или изгибающим моментом в цилиндрическом кожухе

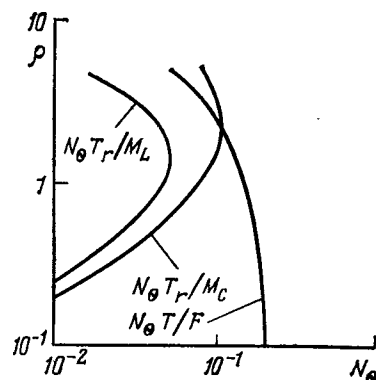


Рис. 4. Окружное напряжение, обусловленное радиальной силой или изгибающим моментом в цилиндрическом кожухе

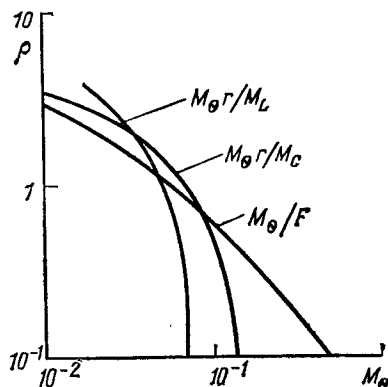


Рис. 5. Окружное напряжение изгиба, обусловленное радиальной силой или изгибающим моментом в цилиндрическом кожухе

Конструктор имеет все данные для приложенных нагрузок [значения радиальной и поперечной нагрузок (в ньютонах), окружного, аксиального и крутящего момента (в ньютонах × метр)]. Для заданной геометрии известны толщина стенки, средний радиус кожуха и полудиаметр отверстия трубы (в метрах), а также нагрузка и геометрические параметры F/T^2 , M_c/rT^2 , M_L/rT^2 и $\rho = \frac{r}{R} \sqrt{R/T}$.

Из рис. 2 и 3 находятся значения безразмерных параметров ($N_x T/F$) и т. д. Умножение этих параметров на (F/T^2) и т. д. дает составляющие напряжения σ_x в положениях $A_0, A_1 \dots$, как показано на рис. 1. Аксиальное напряжение σ_x является алгебраической суммой всех членов ряда. Значение окружного напряжения σ_θ получается аналогично. Окончательное значение получим из соотношения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_x \sigma_\theta + 3\tau^2},$$

где τ — касательное напряжение.

Аналогично можно вычислить напряжения для сферических оболочек (рис. 6) с геометрическими параметрами, взятыми из рис. 7—10.

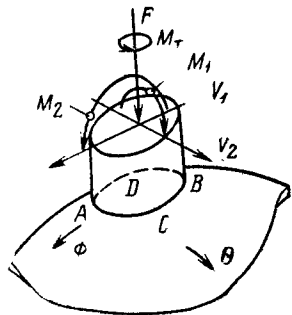


Рис. 6. Сферический кожух под действием концентрированной нагрузки

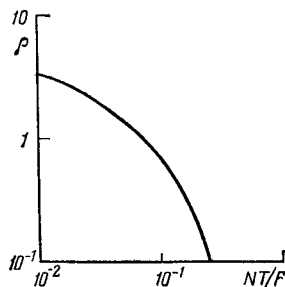


Рис. 7. Напряжение, обусловленное непосредственно радиальной силой в сферическом кожухе

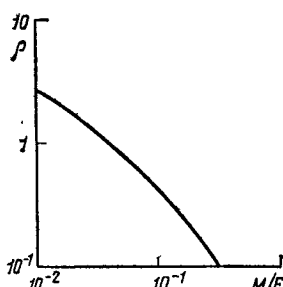


Рис. 8. Напряжение изгиба, обусловленное радиальной силой в сферическом кожухе

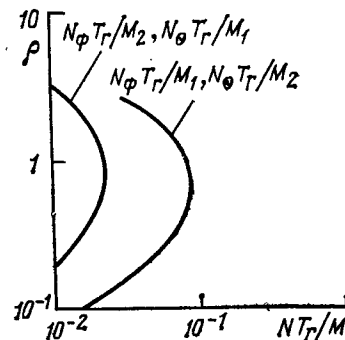


Рис. 9. Напряжение, обусловленное непосредственно изгибающим моментом в сферическом кожухе

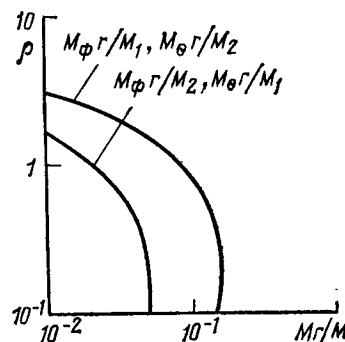


Рис. 10. Напряжение изгиба, обусловленное изгибающим моментом в сферическом кожухе

Горизонтальные теплообменники поддерживаются седлами, как показано на рис. 11. Расчет седел и усиливающих колец, когда это необходимо, основывается на результатах эксперимента [31] и подробно рассмотрен в [6]. Точный анализ усложняется неопределенностью условий в месте соединения седлообразных опор и кожуха, поскольку форма соединения, к которому приложена нагрузка, зависит от коэффициента трения, гибкости кожуха и распределения температуры [24, 32].

Первым шагом в расчете седел является определение изгибающих моментов в середине M_c и в опорах M_s :

$$M_c = \frac{W_1 L}{4} \left[\frac{1 + 2(r^2 - b^2)/L^2}{1 + 4b/3L} - 4 \frac{A}{L} \right]; \quad (1)$$

$$M_s = -W_1 A \left[1 - \frac{1 - A/L + (r^2 - b^2)/2AL}{1 + 4b/3L} \right], \quad (2)$$

где все величины определены на рис. 11. Комбинированное напряжение продольного изгиба и давления в середине

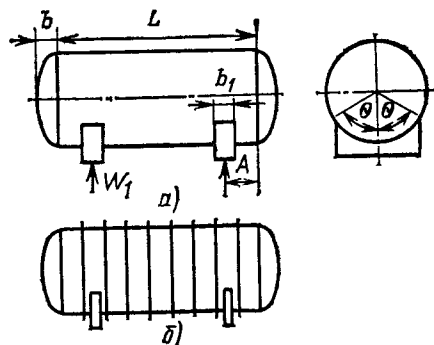


Рис. 11. Цилиндрический теплообменник на седловых опорах: а — без колец жесткости; б — с кольцами жесткости

Таблица 1. Значения K_1 и K_2 для расчета напряжений в седлообразных опорах

Кожухи	Угол, град	K_1	K_2
Усиленные кольцами ($A < r/2$)	120	1,0	1,0
	150	1,0	1,0
Неусиленные	120	0,107	0,192
	150	0,161	0,279

седла определяются из соотношений

$$(\sigma_x)_{top\ middle} = \frac{pr}{2t} - \frac{M_c}{\pi r^2 t}; \quad (3)$$

$$(\sigma_x)_{bot\ middle} = \frac{pr}{2t} + \frac{M_c}{\pi r^2 t}; \quad (4)$$

В плоскости седел

$$(\sigma_x)_{top\ support} = \frac{pr}{2t} - \frac{M_s}{K_1 \pi r^2 t}; \quad (5)$$

$$(\sigma_x)_{bot\ support} = \frac{pr}{2t} + \frac{M_s}{K_2 \pi r^2 t}; \quad (6)$$

где K_1 и K_2 даны в табл. 1.

Между седлом и кожухом появляются напряжения сдвига, определяемые следующим образом:

в кожухе без колец жесткости и размещении седел достаточно далеко от концов

$$q = \frac{K_3 W_1}{rt} \left(\frac{L - 2A - b}{L + b} \right) < 0,8 S; \quad (7)$$

в кожухе с кольцами жесткости

$$q = \frac{K_3 W_1}{rt} < 0,8 S, \quad (8)$$

где S — расчетное напряжение; K_3 — коэффициент, значение которого определяется из табл. 2.

Окружные напряжения вызывают изменение формы сечения кожуха (с круглой на овальную). Для неусиленного кожуха напряжения определяются по соотношениям:

$$\sigma_\theta = -\frac{K_5 W_1}{t(b_1 + 10t)}; \quad (9)$$

Таблица 2. Значения K_3 для расчета напряжений в седловых опорах

Кожухи	Угол, град	K_3
Неусиленные ($A > r/2$)	120	1,171
	150	0,799
Неусиленные: ($b_1 < A < r/2$) $0,5b_1 < A < b_1$	120	0,880
	150	0,485
	120	0,880
	150	0,485
	120	0,319
Усиленные ($A > r/2$)	120	0,319
	150	0,319

Таблица 3а. Значения коэффициента K_6 для расчета напряжений в седловых опорах

K_6	120°	150°
$\frac{A}{r} < 0,5$	0,013	0,008
$0,5 < \frac{A}{r} < 1$	0,030	0,020
$\frac{A}{r} > 1$	0,053	0,032

Таблица 3б. Значение коэффициентов K_6 , K_7 , K_8 , C_4 , C_5 для расчета напряжений в седловых опорах

Коэффициент	Кольцевая опора		Внутренние кольца		Внешние кольца	
	120°	150°	120°	150°	120°	150°
C_4	—1	—1	+1	+1	—1	—1
C_5	+1	+1	—1	—1	+1	+1
K_6	—	—	0,76	0,673	0,76	0,673
K_7	0,0528	0,0316	0,0577	0,353	0,577	0,0353
K_8	0,34	0,3	0,263	0,228	0,263	0,228

в конце седловых опор

$$\sigma_\theta = -\frac{W_1}{4t(b_1 + 10t)} - \frac{3K_8 W_1}{2t^2} \text{ для } \frac{L}{r} > 8; \quad (10)$$

$$\sigma_\theta = \frac{W_1}{4t(b_1 + 10t)} - \frac{12K_8 W_1 r}{Lt^2} \text{ для } \frac{L}{r} < 8, \quad (11)$$

K_5 и K_8 — коэффициенты, значения которых приведены в табл. 3, K_8 изменяется в пределах от 0,01 до 0,05. Для усиленных кольцами кожухов, как показано на рис. 11 и 12, напряжения определяются по соотношениям:

$$\sigma_\theta = \frac{K_8 W_1}{t(b_1 + 10t)}; \quad (12)$$

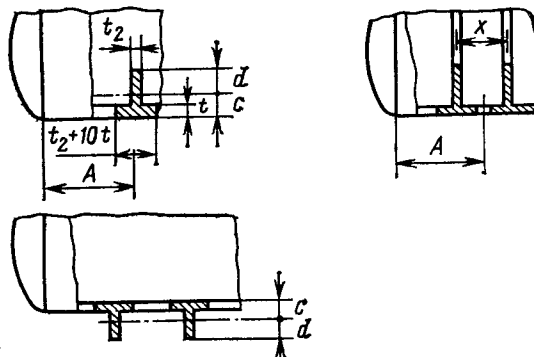


Рис. 12. Усиливающие кольца разных типов в цилиндрическом кожухе

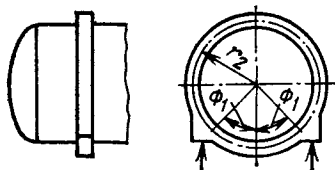


Рис. 13. Окружная опора крупного тонкостенного сосуда

в месте соединения кольца и кожуха

$$\sigma_{\theta} = \frac{C_4 K_7 W_1 r c}{I} - \frac{K_8 W_1}{a}; \quad (13)$$

на внешних волокнах кольца

$$\sigma_{\theta} = \frac{C_5 K_7 W_1 r d}{I} - \frac{K_8 W_1}{a}, \quad (14)$$

где C_4 , C_5 , K_7 и K_8 — коэффициенты, значения которых приведены в табл. 36; a — поперечное сечение усиливающего кольца, определяемое по рис. 12; I — его второй момент инерции сечения.

Когда седло не может выдержать полную нагрузку, не вызывая при этом избыточно больших напряжений, можно использовать полную круговую опору, показанную на рис. 13. Для этого типа опоры напряжение сдвига в опоре

$$q = 0,319 W_1 / r t \quad (15)$$

с минимальным моментом сопротивления

$$Z = \frac{K_{10} W r_2}{S}. \quad (16)$$

Здесь коэффициент K_{10} изменяется от 0,075 для $\Phi = 30^\circ$ до 0,015 для $\Phi = 90^\circ$.

Данный раздел содержит лишь краткое описание метода. Для более подробного ознакомления следует обратиться к [6].

В теплообменнике с U-образными трубами две половины трубной доски находятся при разных температурах, причем одна сторона контактирует с входящей жидкостью, а другая — с выходящей. Эта проблема будет рассмотрена в § 5.1.4.

5.1.3. Кожухи

Здесь рассмотрены только нагрузки, приложенные к осесимметричным телам вращения. Для других случаев см. [3, 12—15, 33, 34]. Кожухи считаются тонкими, если отношение толщины к диаметру меньше 0,1. Толстостенные сосуды редко используются в теплообменниках [33—35].

А. Цилиндры. В цилиндрическом кожухе, находящемся под действием внутреннего давления и нагрузки (рис. 1), справедливы следующие соотношения: для напряжений и соответствующих перемещений и вращений кромки ко-

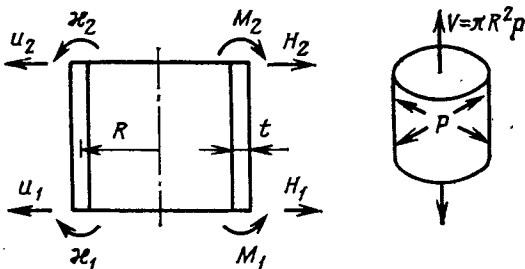


Рис. 1. Цилиндрический кожух под действием внутреннего давления и концевой нагрузки

жука, обусловленных давлением,

$$\sigma_{\theta} = 2\sigma_x = pR/t; \quad u_1 = u_2 = \frac{pR^2(2-\theta)}{2tE}; \quad (1)$$

$$\chi_1 = \chi_2 = 0;$$

для тех же величин, обусловленных краевой нагрузкой,

$$(\sigma_{\theta})_1 = \pm \frac{\sigma_v H_1}{Rt^2} + \frac{2H_1\beta}{Rt} + \frac{2M_1\beta^2}{R^2t};$$

$$u_1 = \frac{R^2}{2\beta^3 D} H_1 + \frac{R}{2\beta^2 D} M_1;$$

для тех же величин

$$(\sigma_x)_1 = \pm \frac{\sigma M_1}{Rt^2}; \quad \chi_1 = \frac{R}{2\beta^2 D} H_1 + \frac{1}{\beta D} M_1, \quad (2)$$

где

$$\beta^4 = \frac{3(1-\nu^2)R^2}{t^2}, \quad D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (3)$$

Уравнения для второго края аналогичны.

Предполагается, что оба края удалены друг от друга настолько, что усилия, приложенные к ним, не взаимодействуют. Это допущение имеет силу, если длина кожуха превышает $3R/\beta$, или примерно $2\sqrt{Rt}$. Напряжения, вызываемые краевыми нагрузками, по мере удаления от краев очень быстро исчезают.

В. Сферы (купола). В сферическом кожухе, находящемся под действием внутреннего давления и краевой нагрузки (рис. 2), справедливы следующие соотношения:

для напряжений и соответствующих перемещений, обусловленных давлением

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{\phi} = \frac{pR}{t}; \quad u = \frac{pR^2(1-\nu)}{2tE} \sin \Phi, \quad (4)$$

$$\chi = 0;$$

для тех же величин, обусловленных краевой нагрузкой,

$$(\sigma_{\theta})_{edge} = \pm \frac{\sigma_v M}{Rt^2 \sin \Phi} + \frac{2\beta}{Rt} H + \frac{2\beta^2}{Rt^2 \sin \Phi} M;$$

$$(\sigma_{\phi})_{edge} = \pm \frac{6M}{Rt^2 \sin \Phi} + \frac{H}{Rt \tan \Phi};$$

$$u = \frac{R^2 \sin \Phi}{2\beta^3 D} H + \frac{R}{2\beta^2 D} M;$$

$$\chi = \frac{R}{2\beta^2 D} H + \frac{1}{\beta D \sin \Phi} M, \quad (5)$$

где величины β и D определяются из (3). Эти уравнения справедливы только, если $\beta\Phi > \pi$, или $\Phi > 2\sqrt{t/R}$ (в радианах).

С. Конусы. Для конического кожуха (рис. 3) напряжения и краевые смещения, обусловленные внутренним дав-

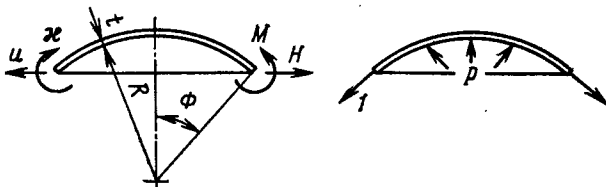


Рис. 2. Действие внутреннего давления и концевой нагрузки на сферический кожух

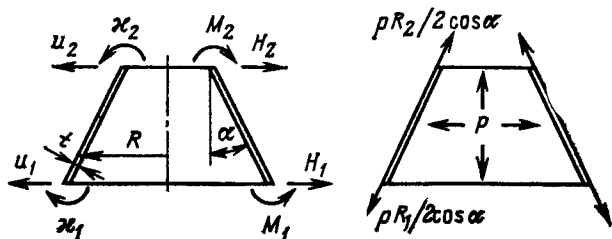


Рис. 3. Действие внутреннего давления и концевой нагрузки на конический кожух

лением,

$$\sigma_{\theta} = \frac{pR}{t \cos \alpha}; \quad u = \frac{pR^2 (2-\nu)}{2tE \cos \alpha}; \quad \sigma_{\Phi} = \frac{pR}{2t \cos \alpha};$$

$$\chi_1 = -\chi_2 = \frac{p(R_1 + R_2)(2-\nu)}{2tE \cos^2 \alpha} \sin \alpha. \quad (6)$$

Если $\alpha = \pi/2 - \Phi$, напряжение и краевые смещения определяются по (5).

Д. Тороиды. Тороидальные кожухи используются как гибки труб. Под действием внутреннего давления возникают следующие напряжения (рис. 4):

$$\sigma_{\theta} = \frac{pr}{2t}; \quad \sigma_{\Phi} = \frac{pr}{t} \frac{2R + r \cos \Phi}{2(R + r \cos \Phi)}. \quad (7)$$

Действие краевых нагрузок, а также изгибающих моментов в соответствующей плоскости, приложенных к гибу трубы, рассмотрено в [3].

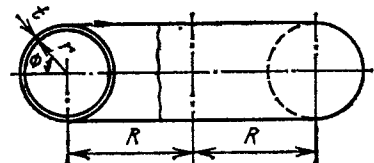


Рис. 4. Действие внутреннего давления на тороидальный кожух

Е. Термические напряжения. Подробный анализ термических напряжений можно найти в [35, 36]; результаты численных расчетов приведены в [33]. Если температура постоянна по толщине, всегда можно разбить кожух на ряд изотермических элементов и вычислить напряжения разрыва в месте соединения каждой пары элементов. Рассмотрим, например, цилиндрическую оболочку со ступенчатым изменением температуры или оболочку, состоящую из двух материалов с различными коэффициентами термического расширения (рис. 5). В любом случае свободное расширение

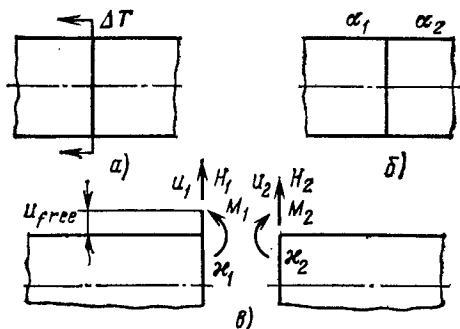


Рис. 5. Цилиндрический кожух:

а — со ступенчатым изменением температуры; б — состоящий из двух частей с разными коэффициентами линейного термического расширения; в — краевые условия

одной половины относительно другой равно:

$$u_{free} = \alpha \Delta T = (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T.$$

Краевая сила и момент должны быть неразрывны:

$$u_1 + u_{free} = u_2; \quad \chi_1 = -\chi_2;$$

$$H_1 + H_2 = 0; \quad M_1 = M_2.$$

Предполагая, что обе половины кожуха имеют одинаковые характеристики в месте соединения, из (2) получаем

$$H_1 = \frac{\beta^2 D}{R^2} u_{ee}; \quad M_1 = 0; \quad \sigma_{\theta} = \frac{2\beta^4 D}{R^3 t} u_{free}.$$

5.1.4. Трубные доски

При анализе и расчете трубные доски заменяют эквивалентными неперфорированными пластинами, имеющими те же размеры и жесткость на изгиб. Расчет проводится в три этапа. На первом этапе вычисляются нагрузки на эквивалентную пластину от сил связи. Затем находят напряжения также для эквивалентной пластины. На третьем этапе выбираются множители, чтобы найти распределение напряжений в основной пластине с учетом действия перфораций.

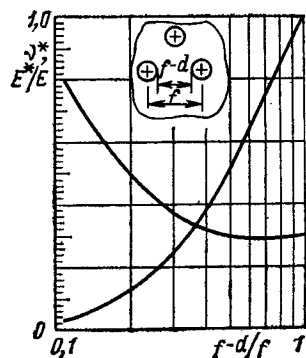


Рис. 1. Постоянные упругости для эквивалентной трубной доски

А. Эквивалентные пластины. В эквивалентной пластине модуль Юнга обозначается E^* , коэффициент Пуассона — ν^* . Из данных на рис. 1 получают зависимость отношения E^*/E^* (где E — модуль Юнга для материала трубной доски), и ν^* от относительного значения шага [37—40]. Трубы, расширяющиеся в направлении трубной доски и приваренные с присадкой или без нее, усиливают

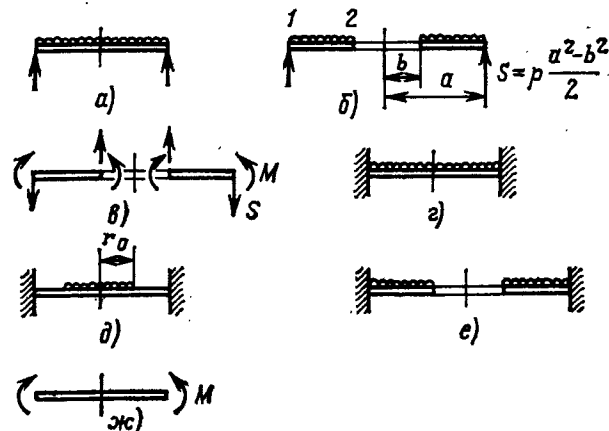


Рис. 2. Различные типы приложения нагрузок к пластине и опорам для круговых пластин

жесткость трубной доски, которой обычно пренебрегают [41, 42].

В. Напряжения и кручение кромки неперфорированных пластин: теплообменники с U-образными трубами. Простейший тип приложения нагрузок к пластинам и опорам показан на рис. 2, а. Более общий случай нагружения пластины с радиальным изменением давления показан на рис. 2, б, 2, в. Сочетание рис. 2, в с рис. 2, б позволяет удовлетворить условиям совместности в местах соединений. Остальные случаи (2, д—2, ж) являются применениями первых трех.

Для напряжений справедливы следующие соотношения:

для простой опоры при постоянном давлении

$$\chi = \frac{p}{16D} \frac{2}{1+\nu} a^3,$$

$$(\sigma_\theta)_0 = (\sigma_\phi)_0 = \pm \frac{3(3+\nu)}{8t^2} p a^2; \quad (1)$$

для кольцевой пластины простой опоры при постоянном давлении

$$\chi_1 = \frac{p}{8D} \left[\frac{a^3}{1+\nu} + ab^2 \frac{1+3\nu}{1-\nu^2} - \frac{4ab^4}{(1-\nu)(a^2-b^2)} \log \frac{a}{b} \right];$$

$$\chi_2 = \frac{p}{8D} \left[\frac{a^2b}{1-\nu^2} - b^2 \frac{1}{1+\nu} - \frac{4a^2b^3}{(1-\nu)(a^2-b^2)} \log \frac{a}{b} \right];$$

$$(\sigma_\theta)_1 = \pm \frac{3p}{4t^2} \left[a^2(1-\nu) + b^2(1+3\nu) - \frac{4b^4(1+\nu)}{a^2-b^2} \log \frac{a}{b} \right];$$

$$(\sigma_\theta)_2 = \pm \frac{3p}{4t^2} \left[(3+\nu)a^2 - (1-\nu)b^2 - \frac{4a^2b^2(1+\nu)}{a^2-b^2} \log \frac{a}{b} \right]; \quad (2)$$

для кольцевой пластины при действии краевой нагрузки

$$\chi_1 = \frac{1}{D} \left\{ M_1 \frac{(a^2+b^2)-\nu(a^2-b^2)}{(1-\nu^2)(a^2-b^2)} - M_2 \frac{2ab}{(1-\nu^2)(a^2-b^2)} - \frac{S}{4} \left[\frac{2a}{1+\nu} + \frac{4ab^2}{(1-\nu)(a^2-b^2)} \log \frac{a}{b} \right] \right\};$$

$$\chi_2 = \frac{1}{D} \left\{ -M_1 \frac{2ab}{(1-\nu^2)(a^2-b^2)} + M_2 \frac{(a^2+b^2)+\nu(a^2-b^2)}{(1-\nu^2)(a^2-b^2)} + \frac{S}{4} \left[\frac{2b}{1+\nu} + \frac{4a^2b}{(1-\nu)(a^2+b^2)} \log \frac{a}{b} \right] \right\};$$

$$(\sigma_\theta)_1 = \pm \frac{6}{at^2} \left\{ M_1 \frac{a^2+b^2}{a^2-b^2} - M_2 \frac{2ab}{a^2-b^2} - Sa \left[\frac{(1+\nu)b^2}{a^2-b^2} \log \frac{a}{b} + \frac{1-\nu}{2} \right] \right\};$$

$$(\sigma_\theta)_2 = \pm \frac{6}{bt^2} \left\{ M \frac{2ab}{a^2-b^2} - M_2 \frac{a^2+b^2}{a^2-b^2} - Sb \left[\frac{(1+\nu)a^2}{a^2-b^2} \log \frac{a}{b} + \frac{1-\nu}{2} \right] \right\}; \quad (3)$$

для встроенной грани при постоянном давлении

$$(\sigma_\phi)_1 = \pm \frac{3pa^2}{4t^2}; \quad (\sigma_\theta)_1 = \pm \frac{3pa}{4t^2} \nu;$$

$$M_1 = pa^3/8; \quad (4)$$

для встроенной грани при постоянном давлении на центральную площадку радиусом r_0

$$(\sigma_r)_1 = \pm \frac{3pr_0^2}{t^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{2a^2} \right); \quad M_1 = apr_0^2 \left(1 - \frac{r_0^2}{2a^2} \right);$$

$$(\sigma_r)_0 = (\sigma_\theta)_0 = \pm \frac{3pr_0^2}{2t^2} \left[(1+\nu) \log \frac{a}{r_0} + (1+\nu) \frac{r_0^2}{4a^2} \right];$$

$$(\sigma_\theta)_1 = \pm \frac{3pr_0^2}{2t^2} \nu \left(1 - \frac{r_0^2}{2a^2} \right); \quad (5)$$

для кольцевой пластины с заделанным краем при постоянном давлении

$$(\sigma_r)_1 = \pm \frac{3p}{4t^2} \times \left[a^2 - 2b^2 + \frac{b^4(1-\nu) - 4b^4(1+\nu) \log(a/b) + a^2b^2(1+\nu)}{a^2(1-\nu) + b^2(1+\nu)} \right];$$

$$M_1 = \frac{(\sigma_r)_1 t^2 a}{6};$$

$$(\sigma_\theta)_2 = \pm \frac{3p(1-\nu)}{4t^2} \left[\frac{a^4 - b^4 - 4a^2b^2 \log(a/b)}{a^2(1-\nu) + b^2(1+\nu)} \right]; \quad (6)$$

для кольцевой пластины при приложении изгибающего момента к краю l

$$(\sigma_r) = (\sigma_\theta)_1 = \pm \frac{6M_l}{at^2};$$

$$\chi = \frac{M}{D} \frac{1}{1+\nu}; \quad (7)$$

где

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}.$$

С. Пластины, соединяемые трубами: теплообменники типа бокса и с плавающей головкой. Гнездо трубы действует как гибкое основание, уменьшающее напряжения в пластине ниже значения, соответствующего значению напряжения в пластине с U-образными трубами. Задача может быть применена с использованием метода конечных элементов или деления пластин на кольцевые элементы при постоянном давлении, соответствующих краевых перемещений и краевой нагрузки. Предпочтительнее решать ее для двух крайних случаев: простой и закрепленной опоры. Это сделано в [43], что создает основу метода расчета BS 5500. В этих работах максимальные напряжения в эквивалентной пластине можно получить из графиков, приведенных для случая

$$\nu^* = 0,3; \quad E^* = \frac{f-d}{f} E.$$

Более точное значение напряжений можно получить из следующих соотношений:

$$(\sigma_r)_2 = \pm \frac{(p_1 - p_2)(A - C) - p_2(na + AQ)}{A(QG_1 - G_2)} \left(\frac{R}{t} \right)^2;$$

$$(\sigma_\theta)_r = \pm \frac{(p_1 - p_2)(A - C) - p_2(na + AQ)}{A(QG_1' - G_2')} \left(\frac{R}{t} \right)^2; \quad (8)$$

для теплообменника типа бокса с закрепленной пластиной напряжения (на краю)

$$(\sigma_r)_R = \pm \frac{(p_1 - p_2)(A - C) - p_2(na + AQ)}{A(QG_1'' - G_2'')} \left(\frac{R}{t} \right)^2;$$

$$\sigma_\theta = \nu \sigma_\phi; \quad (9)$$

для теплообменника с плавающей головкой с пластинами на простой опоре

$$(\sigma_r)_r = \pm \frac{p_1 - p_2}{G_1} \left(\frac{R}{t} \right)^2;$$

$$(\sigma_\theta)_r = \pm \frac{p_1 - p_2}{G_1'} \left(\frac{R}{t} \right)^2; \quad (10)$$

для теплообменника с плавающей головкой и закрепленной пластиной (напряжения на краю)

$$(\sigma_r)_R = \pm \frac{p_1 - p_2}{G_1''} \left(\frac{R}{t} \right)^2; \quad \sigma_\theta = \nu \sigma_r. \quad (11)$$

Здесь

$$G_1 = \frac{\gamma R [\operatorname{bei}'(\gamma R) f_1(\gamma R) - \operatorname{ber}'(\gamma R) f_2(\gamma R)]}{3 [f_1(\gamma R) f_2(\gamma R) - f_1(\gamma R) f_2(\gamma R)]};$$

$$G_2 = \frac{\gamma^2 R^2 [\operatorname{ber}(\gamma R) f_1(\gamma R) + \operatorname{bei}(\gamma R) f_2(\gamma R)]}{6 [f_1(\gamma R) f_2(\gamma R) - f_1(\gamma R) f_2(\gamma R)]};$$

$$G_1' = \frac{\gamma R [\operatorname{bei}'(\gamma R) f_1(\gamma R) - \operatorname{ber}'(\gamma R) f_2(\gamma R)]}{3 [f_1'(\gamma R) f_2(\gamma R) - f_1(\gamma R) f_2'(\gamma R)]};$$

$$G_2' = \frac{\gamma^2 R^2 [\operatorname{ber}(\gamma R) f_1(\gamma R) + \operatorname{bei}(\gamma R) f_2(\gamma R)]}{6 [f_1'(\gamma R) f_2(\gamma R) - f_1(\gamma R) f_2'(\gamma R)]};$$

$$G_1'' = \frac{\gamma R \{[\operatorname{ber}'(\gamma R)]^2 + [\operatorname{bei}'(\gamma R)]^2\}}{3 [\operatorname{bei}(\gamma R) \operatorname{bei}'(\gamma R) + \operatorname{ber}(\gamma R) \operatorname{ber}'(\gamma R)]};$$

$$G_2'' = \frac{\gamma^2 R^2 [\operatorname{ber}(\gamma R) \operatorname{bei}(\gamma R) - \operatorname{bei}(\gamma R) \operatorname{ber}'(\gamma R)]}{6 [\operatorname{bei}(\gamma R) \operatorname{bei}(\gamma R) + \operatorname{ber}(\gamma R) \operatorname{bei}(\gamma R)]},$$

где p_1 — давление со стороны кожуха; p_2 — давление со стороны трубы; n — число труб; a — площадь поперечного сечения (металл) на одну трубу; A — площадь поперечного сечения внутреннего канала кожуха; B — площадь поперечного сечения трубной доски кожуха (металл); C — площадь поперечного сечения перфорированной части трубной доски; $2l$ — длина трубы; E, ν — модуль Юнга для материалов труб или оболочки;

$$Q = E_1 n a / E_s B;$$

$$\gamma = (E_1 n a / l A D^*)^{1/4};$$

$$f_1 = \operatorname{ber}(\gamma R) - (1 - \nu^*) \operatorname{bei}'(\gamma R) / \gamma R;$$

$$f_2 = \operatorname{bei}(\gamma R) + (1 - \nu^*) \operatorname{ber}'(\gamma R) / \gamma R;$$

$$f_1' = \nu^* \operatorname{ber}(\gamma R) + (1 - \nu^*) \operatorname{bei}'(\gamma R) / \gamma R;$$

$$f_2' = \nu^* \operatorname{bei}(\gamma R) - (1 - \nu^*) \operatorname{ber}'(\gamma R) / \gamma R.$$

Таблицы функций ber , bei и т. д. приводятся в [11, 44, 45]. Для подробного анализа можно обратиться к [3].

Д. Напряжения в перфорированных пластинах. Вычислив напряжения в эквивалентной неперфорированной пластине σ_θ , σ_r , можно найти распределение напряжений в плоской части основной трубной доски (рис. 3):

$$\sigma_h^* = \sigma_r^* \sin^2 \Phi + \sigma_\theta^* \cos^2 \Phi;$$

$$\tau^* = (\sigma_r^* - \sigma_\theta^*) \sin 2\Phi / 2.$$

Средние значения напряжения в плоской части равны:

$$\sigma_n = \frac{f}{f-d} \sigma_n^*; \quad \tau = \frac{f}{f-d} \tau_n^*,$$

и максимальное касательное напряжение

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{\sigma_n^2}{4} + \tau^2} =$$

$$= \frac{1}{2} \frac{f}{f-d} [(\sigma_r^* \sin^2 \Phi + \sigma_\theta^* \cos^2 \Phi)^2 +$$

$$+ (\sigma_r^* - \sigma_\theta^*)^2 \sin^2 \Phi]^{1/2}.$$

Эквивалентное напряжение, равное удвоенному максимальному касательному напряжению, находится из рис. 4,

где σ_1 — наибольшее по абсолютному значению из σ_r и σ_θ . В дополнение к средним напряжениям возле отверстий существуют пиковые напряжения, поскольку отверстия действуют как концентраторы напряжений в выемках. Эти пиковые напряжения задаются выражением

$$\sigma_{\text{пик}} = K_{SCF} \sigma_1,$$

где коэффициент концентрации напряжения K_{SCF} находится из рис. 5.

Е. Термические напряжения. Верхним пределом для термического напряжения в элементе конструкции, изго-

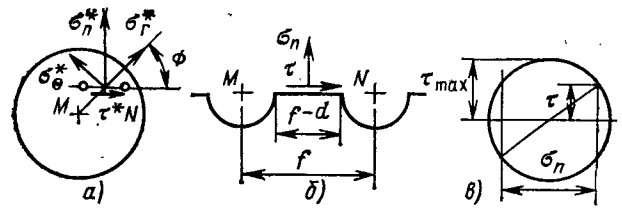


Рис. 3. Анализ напряжений в трубной доске:

а — нормальные и касательные составляющие на связующей гладкой поверхности; б — средние напряжения по ширине связующей поверхности; в — максимальные касательные напряжения

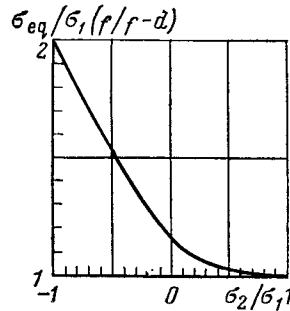


Рис. 4. Одноосное напряжение, эквивалентное системе биаксиальных напряжений

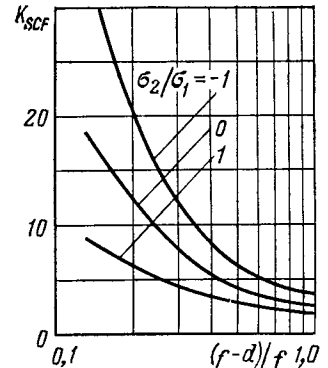


Рис. 5. Коэффициент концентрации напряжений

товленным из материала с модулем Юнга E и термическим коэффициентом линейного расширения α , является величина $E \alpha \Delta T$, где ΔT — разность температур между двумя точками. Ниже рассматривается несколько простых случаев.

1. Трубная доска с закрепленным краем, профиль температуры линейен от $T + \Delta T$ (верхняя поверхность) до T (нижняя поверхность). Напряжение изгиба на краю равно $\pm E \alpha \Delta T / 2 (1 - \nu)$.

2. Пластина, нагреваемая вдоль полосы; распределение температур показано на рис. 6, а. Растягивающее напряжение $E \alpha (T - T_0)$.

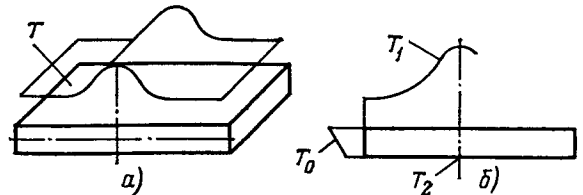


Рис. 6. Нагрев пластины вдоль полосы при фиксированной по толщине температуре (а); линейный градиент температуры по толщине (б)

3. Пластина, нагреваемая, как и в случае 2, но нижняя сторона более холодная, чем верхняя,

$$\sigma = \frac{1}{2} E \alpha \left[T_1 + T_2 - 2T_0 + \frac{1-\nu}{3+\nu} (T_1 - T_2) \right].$$

4. Цилиндрическая оболочка с внешней поверхностью, имеющей температуру T , и с внутренней — $T + \Delta T$. Линейный профиль температуры в стенке

$$\sigma_\theta = \sigma_x = \pm \frac{\alpha E \Delta T}{2(1-\nu)}.$$

5.1.5. Трубы

В трубах под действием внешнего давления могут возникать пластическое разрушение и коробление. Первое предотвращается тем, что значение окружного напряжения выбирается меньшим предела текучести материала. Критическое давление, при котором возникает коробление, задается выражением [3]

$$p_c = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{d} \right)^3, \quad (1)$$

где d — внутренний диаметр трубы; t — толщина стенки. Коэффициент надежности обычно принимается равным 5.

В теплообменниках типа бокса и с плавающими головками на трубы воздействует сжимающая нагрузка, вызывающая коробление, как в колоннах с заделанными концами,

$$F_c = \pi E a^2 / 8 l^2, \quad (2)$$

где a — площадь поперечного сечения трубы (для металлических труб); l — расстояние между закрепленными концами. Перегородки частично поддерживают трубы, увеличивая силу выпучивания.

5.1.6. Компенсаторы

В кожухах используются два основных типа компенсаторов: квадратного (рис. 1, а) и торондального сечения (рис. 1, б). Оба можно проанализировать с помощью метода

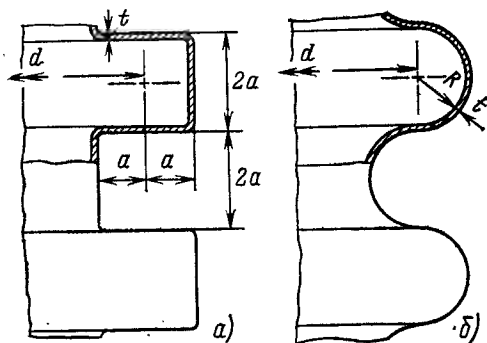


Рис. 1. Компенсаторы в теплообменниках: а — гофры квадратного сечения; б — гофры торондального сечения

свободного тела, разбив их на кольцевые пластины и цилиндры либо на торондальные оболочки. В первом приближении компенсатор можно считать полосой единичной ширины, пренебрегая влиянием на жесткость окружных напряжений. В гибких элементах квадратного сечения напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_x = \pm \frac{Et\Delta}{9,33a^2},$$

где Δ — расширение одного элемента гибкого соединения. В гибких элементах торондального сечения

$$\sigma_x = \pm \frac{Et\Delta}{4,33R^2},$$

и жесткость единичного гибкого элемента определяется по выражениям:

для элемента квадратного сечения

$$\frac{F}{\Delta} = \frac{Edt^3}{8,91a^3};$$

для элемента торондального сечения

$$\frac{F}{\Delta} = \frac{Edt^3}{3,34R^3}.$$

5.1.7. Фланцы

Одним из главных источников неисправностей теплообменников является утечка в болтовых фланцевых соединениях, предотвращению которой необходимо уделять особое внимание. При расчетах фланцы считаются кольцами и предполагается упругое поведение всех входящих элементов, включая болты и сальники [1, 3, 6]. Это далеко не так. То, что при анализе не учитывается нагрузка болтов, вызывающая напряжение, которые превышают предел текучести и воздействие контактного давления на уплотнение, усложняют расчет.

Попытки улучшить обычный метод расчета с помощью норм расчета [1, 6] привели только к выявлению основных недостатков моделей упругих деформаций. В результате пластической деформации контактное давление распределяется по уплотнению неравномерно, изменяясь во времени. В соединении обычного типа (рис. 1, а) точка приложения реакции уплотнения не определена и суммарный момент, приложенный к фланцу, также изменяется в зависимости от условий нагружения, длительности работы и температуры. Кручение фланца нельзя рассчитать достаточно точно. И только на основе эмпирических методов, полученных после долгих лет эксплуатации и внедренных в процессе создания теплообменников и сосудов давления, можно делать достаточно точные расчеты. Соединения с самоуплотняющимися сальниками (рис. 1, б), напротив, можно проанализировать с достаточной точностью, и расчет можно выполнять только на основе теоретических данных. Это справедливо и для безболтового соединения (рис. 1, в). В обоих случаях пластическая деформация либо предотвращается, либо локализуется — например под кольцом. В общем, в соединении возникает упругая деформация, распределение реакций точно определено и со временем не меняется.

При использовании для расчета метода свободного тела фланцы представляют как кольцевые пластины. Однако может оказаться предпочтительнее метод конечных элементов, так как он дает более точную модель соединения. В любом случае болты заменяются цилиндрами с площадью поперечного сечения, равной всей площади болта, а влияние отверстий на жесткость фланца учитывается так же, как это делалось для перфорированных пластин [46]. Таким образом, задача сводится к расчету симметричных тел вращения. Этот метод применен к расчету крышек головок ядерных реакторов [47, 48]. Расчет безболтовых соединений был описан также в [49]. Описание этого и других типов соединений было опубликовано автором [50].

Действие изгибающего момента на кольцо должно вызвать кручение вокруг центральной оси таким образом, чтобы волокна, находящиеся выше нейтральной оси $x-x$

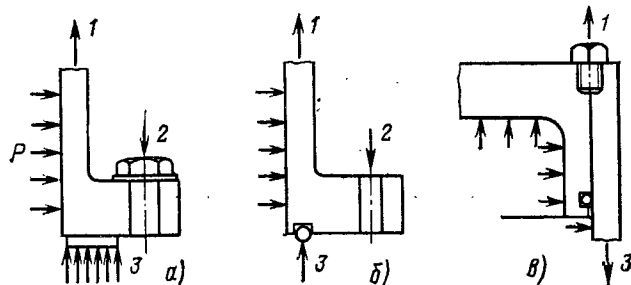


Рис. 1. Болтовое фланцевое соединение: а — обычное соединение с прокладкой; б — самоуплотняющаяся кольцевая прокладка; в — безболтовое соединение

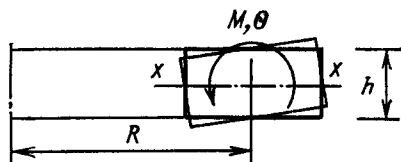


Рис. 2. Напряжения при вращении кольца

(рис. 2), сжмалась, а волокна ниже ее растягивались. Можно показать [12], что угол кручения

$$\theta \approx \frac{MR^2}{EI_x}$$

где I_x — второй момент инерции сечения *wrt.* Максимальные напряжения

$$\sigma = \pm Mh/2I_x$$

5.1.8. Днища, отверстия и патрубки

А. Днища. Напряжения в плоских, полусферических, торосферических и эллипсоидальных днищах можно найти с помощью описанных ранее общих методов расчета. Некоторые важные результаты представлены на рис. 1—3 [3].

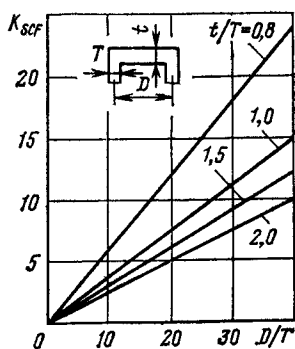


Рис. 1. Максимальное напряжение в плоском днище

Пластическое разрушение под действием внутреннего давления обычно считалось основным для определения размеров этих оболочек, а поэтому расчет на основе анализа предельных напряжений предлагается наряду с расчетом упругих деформаций [51, 52]. Сжимающие напряжения действуют в направлении к периферии, что может вызвать выпучивание в торосферических днищах с крутым переходным участком между цилиндром и сферической верхушкой [53—55].

В. Отверстия и патрубки. Для компенсации влияния отверстий и патрубков обычно добавляются прокладки или

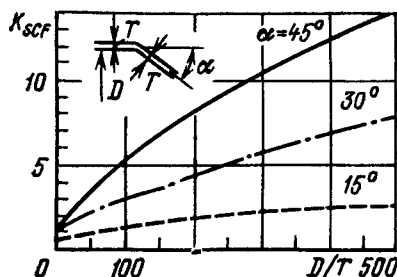
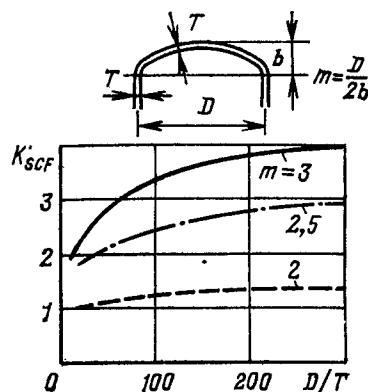


Рис. 2. Максимальное напряжение в соединении между цилиндрическим кожухом и коническим переходником

Рис. 3. Максимальное напряжение в днище эллипсоидальной формы



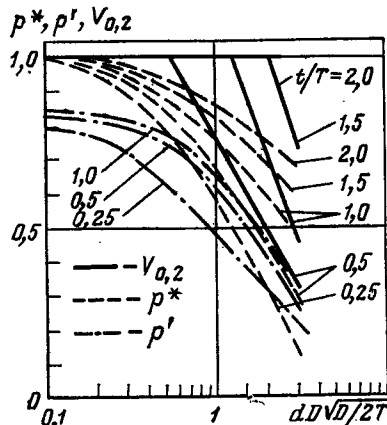
кольца или увеличивается толщина патрубка таким образом, чтобы площадь поперечного сечения усиливающего элемента была равна площади поперечного сечения металлического куска, удаленного из кожуха при установке патрубка. Выбор способа компенсации зависит от методов расчета и эмпирических соотношений, которые позволяют получить детальные расчеты сварочных швов, радиусов перехода и т. д. Современное развитие методов предельных напряжений позволило по-новому оценить возможности расчета и привело к созданию более рационального подхода, основанного на предотвращении пластического разрушения под действием статической нагрузки и упругом колебании системы в случае циклических нагрузок [56—60]. На рис. 4 приведены результаты анализа предельных напряжений и упругих вибраций, которые сравниваются с расчетными кривыми Меркблатта [60, 7]. Давление p^* определяется как отношение разрушающих давлений для простого кожуха и кожуха с патрубком, p' является максимальным давлением для упругого циклического колебания и $v_{0,2}$ — коэффициент ослабления, определяемый Меркблаттом как

$$v_{0,2} = p_1/p_2$$

где p_1 — давление, обеспечивающее 0,2% остаточной деформации в патрубке; p_2 — давление, обеспечивающее 0,2% остаточной деформации в простом кожухе.

Из рис. 3 можно найти толщину патрубка для любого ослабления, характерного p^* , p' или $v_{0,2}$.

Коэффициенты концентрации упругих деформаций для различных типов усиливающих элементов получены с по-

Рис. 4. Максимальное напряжение разрыва для усиленного окна (патрубка) в цилиндрическом кожухе (d — диаметр патрубка, t — толщина стенки патрубка, D — диаметр кожуха, T — толщина стенки кожуха)

мощью метода свободного тела [61, 62], метода конечных элементов [63, 64] и экспериментальным путем [30, 65]. Проблема усложняется из-за заметного влияния на максимальное напряжение небольших отклонений от теоретической формы, обусловленных отклонением размеров от номинальных значений в процессе изготовления.

Принятые обозначения

- a — площадь поперечного сечения труб или усиливающих колец; внешний радиус кольцевой пластины
- A — площадь поперечного сечения стержней или внутреннего отверстия оболочки; расстояние между усиливающим кольцом или опорным седлом и выпуклым дном горизонтального сосуда
- b — глубина выпуклого дна; внутренний радиус кольцевой пластины
- b_1 — ширина опорного седла
- B — площадь поперечного сечения пластины оболочки;
- c — расстояние между центром усиливающего кольца и внутренней поверхностью стенки;
- C — площадь поперечного сечения перфорированной части пластины оболочки
- C_4, C_5 — параметры для анализа напряжений седловых опор
- d — диаметр трубы; внутренний диаметр; расстояние между центром усиливающего кольца и окончанием перемычки
- D — диаметр оболочки; жесткость по уравнению (3) из § 5.1.3
- D^* — эквивалентная жесткость перфорированной пластины
- E — модуль Юнга
- E^* — эквивалентный модуль Юнга для перфорированной пластины
- f — шаг между трубами
- F — сила
- G_1, G_2 — функции напряжений
- h — толщина пластины или кольца
- H — сила, распределенная по краю оболочки
- I — второй момент инерции сечения
- $K_1, K_2, K_6, K_7, K_8, K_{10}$ — параметры для анализа напряжений в седловых опорах
- l — длина
- L — длина цилиндрического участка в сосуде с выпуклым дном
- M — момент; результирующее изгибающее напряжение
- n — число труб
- N — сила, нормальная к поверхности; результирующее напряжение в мембране
- p — давление
- p_1, p_2 — давление со стороны оболочки и трубы соответственно
- p_c — критическое выпучивающее давление
- q — напряжение сдвига

- Q — параметр ($= E_t n a / E_s B$)
- r, R — радиус
- S — расчетное напряжение; распределенный сдвиг по краю пластины
- SCF — коэффициент концентрации напряжений
- S_D — предел усталости
- t — толщина
- T — толщина; температура
- u — перемещение; расширение
- v — вертикальное перемещение
- $v_{0,2}$ — коэффициент ослабления
- W_1 — нагрузка, приложенная к седлу
- x — расстояние между усиливающими кольцами
- Z — минимальный момент сопротивления
- α — коэффициент термического расширения; угол конуса
- β — параметр оболочки, определяемый уравнением (3) из § 5.1.3
- γ — кручение пластины у краев
- Δ — расширение соединения, отнесенное к одному элементу; инкремент
- θ — угол седла; окружная координата; кручение кольца
- ν — коэффициент Пуассона
- ν^* — эквивалентный коэффициент Пуассона для перфорированной пластины
- σ — напряжение
- σ_u — предельное растягивающее напряжение
- σ_y — предел текучести; предел текучести при остаточной деформации 0,2%
- σ_R — напряжение, обеспечивающее постоянное усилие величиной 1% после выдержки в течение 100 000 ч при расчетной температуре
- τ — напряжение сдвига
- Φ — меридиональная координата; угол седла с интегральным усилием
- χ — кручение на краях оболочки тела вращения

Нижние индексы

- c — окружной; центральный
- i — внутренний
- L — продольный
- 0 — внешний
- h — нормальный
- r — радиальное направление
- s — опора; оболочка
- t — труба
- T — кручение
- x — аксиальное направление
- θ — окружное направление
- Φ — меридиональное направление в оболочках
- 1, 2 — главные напряжения; края оболочек — тел вращения
- 3 — третье главное напряжение
- I, II, III, IV — типы напряжений (определены в тексте)

Верхние индексы

- $*$ — эквивалентная величина в перфорированной пластине
- $'$ — производная

Раздел 5.2

КОЖУХОТРУБНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ: ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

Сандерс

5.2.1. Введение

В промышленности используются разнообразные типы жаропрочного теплообменного оборудования, однако наиболее широкое применение находят кожухотрубные теплообменники. Эти теплообменники не обладают особенной компактностью, но имеют высокую механическую прочность и могут быть использованы в разных областях. За исключением воздухоохладителя с оребренными трубами специального назначения, это фактически единственное устройство, которое можно применять при больших площадях поверхности теплообмена, давлениях выше 2 МПа и температурах более 250°C.

Как следует из названия, кожухотрубный теплообменник имеет кожух (сосуда высокого давления), содержащий пучок труб, который крепится к неподвижной и задней головкам. Трубы, крепящиеся к трубным доскам, могут быть гладкими или оребренными и располагаются параллельно продольной оси кожуха.

5.2.2. Нормы расчета и конструирования

А. Тема [1]. Части кожухотрубного теплообменника, находящиеся под давлением, рассчитываются в соответствии с нормами расчета сосудов высокого давления (см., например, [2—4]). Однако эти нормы не учитывают все особенности кожухотрубных теплообменников. Для того чтобы дать руководство и определенные гарантии конструкторам, изготовителям и потребителям, необходимы дополнительные нормы, которые устанавливали бы стандарты на проведение расчетов, выбор материалов и их толщин, учитывали бы проблемы коррозии, изготовления, допусков, испытаний, проверки, установки и эксплуатации для кожухотрубных теплообменников.

Одними из повсеместно принятых норм, которые позволяют это делать, являются «Стандарты ассоциации изготовителей трубчатых теплообменников», сокращенно ТЕМА. Хотя ТЕМА создавались специально для дополнения «Норм расчета котлов и сосудов высокого давления» — ASME (Американского общества инженеров-механиков), большая часть их может быть использована как дополнение к другим нормам расчета сосудов высокого давления.

Нормы ТЕМА можно применять к кожухотрубным теплообменникам с учетом следующих ограничений: диаметр кожуха не должен превышать 1524 мм, давление — 21 МПа, произведение диаметра кожуха на давление — 10 500 мм·МПа. Эти условия необходимы для ограничения толщины цилиндрической части кожуха и диаметра болта до 50 и 75 мм соответственно. Специальный раздел, озаглавленный «Рекомендуемая надежная технология», дает конструктору указания по расчету теплообменников, имеющих диаметр кожухов 2540 мм; в нем и расчетные значения температуры, и материалы конструкции приводят к разумным толщинам элементов теплообменника, находящегося под давлением.

В нормах ТЕМА существует три класса требований к механическому расчету:

класс R — строгие требования, обусловленные применением теплообменников, в которых в качестве теплоносителя используется нефть, и связанной с ней технологией; класс C — умеренные требования, связанные с при-

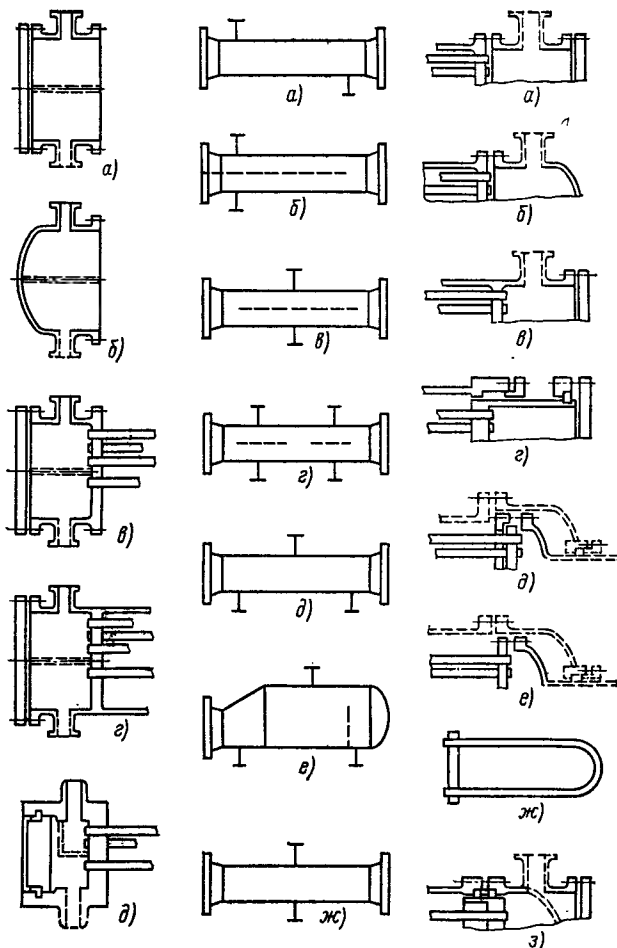


Рис. 1а. Типы передних неподвижных головок по системе обозначений ТЕМА:

а — канальный тип со съемной крышкой (тип А); б — типы колпака (сплошная крышка) (тип В); в — полностью канального типа с трубной доской и съемной крышкой (тип С); г — полностью канального типа с трубной доской и съемной крышкой (тип N); д — специальная головка с крышкой для высоких давлений (тип D)

Рис. 1б. Типы кожухов по системе обозначений ТЕМА:

а — кожух с одним ходом в межтрубном пространстве (тип Е); б — кожух с двумя ходами в межтрубном пространстве с продольной перегородкой (тип F); в — кожух с распределенным потоком (тип G); г — кожух с двойным расширенным потоком (тип H); д — кожух с разделенным потоком (тип J); е — ребойлер (тип K); ж — кожух с поперечным потоком в межтрубном пространстве (тип X)

Рис. 1в. Типы задних головок по системе обозначений ТЕМА:

а — с фиксированной трубной доской, как в неподвижной головке типа А (тип L); б — с фиксированной трубной доской, как в неподвижной головке типа В (тип M); в — с фиксированной трубной доской, как в неподвижной головке типа N (тип N); г — плавающая головка, уплотняемая снаружи (тип P); д — плавающая головка с опорным устройством (тип S); е — плавающая головка, которую можно вынимать из кожуха (тип T); ж — головка с U-образным трубным пучком (тип U); з — головка с уплотняемой снаружи плавающей трубной доской (тип W)

Таблица 1. Элементы теплообменников (рис. 1, 3, 5—7)

Номер	Элемент	Номер	Элемент
1	Кожух	16	Патрубок неподвижной головки
2	Выпуклая крышка задней головки	17	Фланец крышки неподвижной головки
3	Плавающая трубная доска	18	Фланец трубной доски неподвижной головки
4	Крышка плавающей головки	19	Фланец кожуха неподвижной головки
5	Опорное кольцо плавающей головки	20	Фланец кожуха задней головки
6	Фланец крышки плавающей головки	21	Фланец задней головки у кожуха
7	Крышка неподвижной головки	22	Днище задней головки
8	Стяжки и распорки	23	Цилиндрическая часть неподвижной головки
9	Перегородка	24	Уплотнение
10	Неподвижная трубная доска	25	Сальник уплотнения
11	Разделительная перегородка	26	Фланец сальникового уплотнения
12	Трубы	27	Юбка плавающей трубной доски
13	Седловая опора	28	Подвижный обратный фланец
14	Компенсаторы	29	Разрезное опорное кольцо
15	Патрубок кожуха	30	Кольцо для смазки с дренажным отверстием

менением теплообменников в промышленных и технологических процессах;

класс В — обычные требования, связанные с работой теплообменников в химической промышленности.

В. Обозначения типов теплообменников. В § 5.2.3 и 5.2.4 показано, что на практике существует множество типов теплообменников и их головок. ТЕМА предлагает простую трехбуквенную систему обозначений, которая полностью охватывает почти все кожухотрубные теплообменники в зависимости от типов теплообменника, неподвижной концевой головки, задней концевой головки и конфигурации патрубка со стороны кожуха; эта система показана на рис. 1а—1б. Первая буква определяет тип неподвижной концевой головки, средняя буква — тип кожуха, третья буква — тип задней концевой головки.

На рис. 2 и 6, § 5.2.3, показаны все теплообменники, имеющие неподвижные головки типа А и кожухи типа Е, поэтому теплообменники с U-образными трубами, разъемным опорным кольцом и плавающей головкой обозначены соответственно АЕУ, АЕС и АЕТ. Все они, если требуется, могут быть снабжены неподвижными головками, изготовленными в виде колпака, и в этом случае обозначаются соответственно как ВЕУ, ВЕС и ВЕТ. Теплообменник с фиксированной трубной доской, показанный на рис. 1, § 5.2.3, имеет неподвижную головку типа А и заднюю камеру типа М, поэтому он обозначен буквами АЕМ. Неподвижную головку бобинного типа можно заменить головкой, изготовленной в виде колпака, и в этом случае обозначение имеет вид ВЕМ. Котел, показанный на рис. 9, § 5.2.3, обозначается буквами АКТ.

Простая система обозначений позволяет однозначно определять конфигурацию теплообменника.

С. Обозначение размеров. Размеры теплообменника приводятся в виде отношения внутреннего диаметра к дли-

не трубы: например для теплообменника с внутренним диаметром 1500 мм и трубами длиной 6000 мм 1500/6000. Размеры котла с внутренним диаметром неподвижной головки 1000 мм, внутренним диаметром основного кожуха 1600 мм и длиной трубы 7500 мм обозначаются в виде 1000/1600/7500.

5.2.3. Типы кожухотрубных теплообменников

А. Введение. Теплообменное оборудование можно классифицировать по типу или функциональному назначению, например холодильник, конденсатор, охладитель, нагреватель, ребойлер, испаритель и т. д. Выбор кожухотрубного теплообменника обуславливается, главным образом, такими факторами, как обеспечение раздельного движения теплоносителей в кожухе и трубах, расчетным давлением и температурой, способностью жидкости загрязнять поверхности, а не функциональным назначением. Почти все типы теплообменников пригодны для выполнения любых функций.

Ниже описаны различные типы кожухотрубных теплообменников и их модификации, причем буква, обозначающая тип, берется по системе обозначений, описанной в § 5.2.2. Обозначения элементов теплообменников, приведенные на рис. 1, 3, 5—7, расшифрованы в табл. 1. Характерные особенности различных типов описаны в табл. 2.

В. Теплообменник с фиксированной трубной доской или неподвижной головкой (типы L, M или N). В теплообменниках типов L, M и N (рис. 1) обе трубные доски приварены к кожуху и образуют замкнутую полость («бокс»); по этой причине такой теплообменник иногда имеет название теплообменника типа бокса. После снятия головок с каждого конца теплообменника или их крышек открывает-

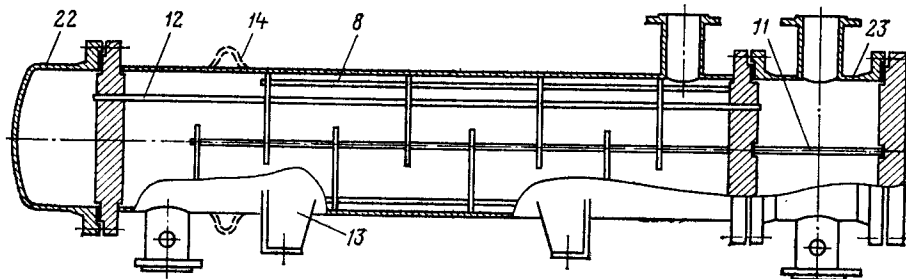


Рис. 1. Теплообменник с фиксированными трубными досками

Таблица 2. Основные характерные особенности различных типов кожухотрубных теплообменников

Характерные особенности	Фиксированная трубная доска (типы L, M и N)	U-образные трубы (тип U)	Плавающая головка				Штыковые трубы
			с опорным разъемным кольцом (тип S)	съёмная головка (тип T)	с уплотняющим кольцом для смазки (тип W)	с внешним уплотнением (тип P)	
Возможность относительного перемещения кожуха и труб	При установке сильфонов на кожухе	+	+	+	+	+	+
Возможность извлечения трубного пучка	—	+	+	+	+	+	+
Возможность замены трубного пучка	—	+	+	+	+	+	+
Возможность удаления и замены отдельных труб	+	Только наружные трубы	+	+	+	+	+
Способ очистки внутренней поверхности	Любой	Химический	Любой	Любой	Любой	Любой	Любой
Способ очистки внешней поверхности ²	Химический	»	»	»	»	»	»
Число ходов в трубном пучке	Любое	Любое четное число	Один или любое четное число ³	Один или любое число	Один или два ⁴	Любое ⁵	Один (специальный)
Возможность установки двойной трубной доски	+	+	—	—	—	+	+
Наличие внутренних прокладок	—	—	+	+	—	—	+
Приблизительный диаметральный зазор между внутренней поверхностью кожуха и внешней поверхностью расположения труб в пучке, мм ⁶	11—18	11—18	35—50	95—160	15—35	25—50	11—18

¹ Предполагается, что трубная доска для внешних труб не приваривается к кожуху.² Внешняя механическая очистка возможна только при квадратном или поворотном квадратном шаге или необычно широком треугольном шаге.³ Конструкция с одним ходом требует сильфонов или сильфонов у плавающей головки (см. рис. 4 и 5, § 5.2.5).⁴ Патрубки для трубного пучка должны быть установлены у неподвижного конца для двух ходов.⁵ Необходим осевой патрубок у заднего конца для нечетного числа ходов.⁶ Подробности приведены в пп. D и E, § 5.2.5.

Примечание. + означает наличие возможности, — отсутствие.

ся доступ к концам труб и внутренние поверхности труб можно очищать механическими средствами. Так как пучок труб нельзя извлечь, чистка внешних поверхностей труб обычно осуществляется химическими средствами. Поэтому в теплообменниках с фиксированной трубной доской загрязняющие поверхность жидкости, текущие в межтрубном пространстве, должны направляться через трубы.

Заменить пучок труб без разрезания кожуха невозможно, но, используя специальные устройства для резки и удаления, можно извлечь отдельные трубы и заменить их новыми. Иногда в ходе этой операции внутри кожуха могут образовываться закупорки и поломки труб, тогда соответствующие отверстия в каждой трубной доске заглаживают.

В рассмотренной конструкции цилиндрическая часть кожуха и трубные доски должны изготавливаться из металлов, которые легко свариваются друг с другом, например сталь — сталь; сочетания сталь — алюминий или сталь — латунь не должны использоваться, когда металлы, из которых изготовлены кожух и трубная доска, несовместимы при сварке; наиболее часто применяют биметаллические трубные доски, причем требуемый металл находится

на трубной доске со стороны труб, а требуемый металл цилиндрической части кожуха — со стороны трубного пространства. Другое решение проблемы с несовместимыми металлами — приварить фланцы, изготовленные из того же металла, что и кожух, к каждому концу кожуха и к ним болтами закрепить трубные доски с прокладками. Этот способ, однако, менее предпочтителен (за исключением работы при низких давлениях), так как прокладку нельзя заменить, а соединение обладает малой гибкостью при уплотнении.

Во время работы различные значения температур и термических коэффициентов линейного расширения материалов кожуха и труб могут приводить к относительному их перемещению. Если возникает значительное относительное перемещение, крепление труб в трубных досках ослабляется, и поэтому важно проверять расчет трубных досок для всех случаев относительных перемещений, которые могут возникнуть не только в условиях стационарной работы, но и при пуске, останове, очистке и т. д. В теплообменнике с закрепленной трубной доской без компенсатора линейных расширений может быть скомпенсировано только ограниченное относительное перемещение; когда

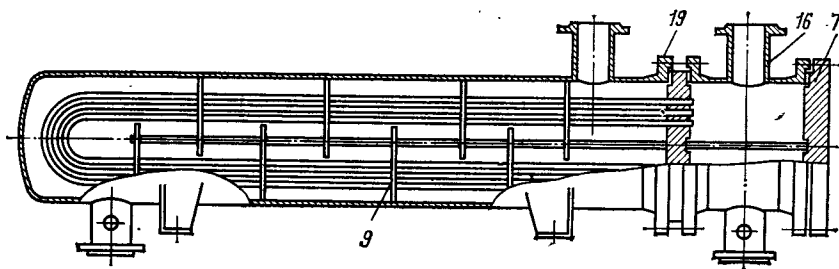


Рис. 2. Теплообменник с U-образными трубами

перемещение становится большим, необходимо использовать компенсатор. Однако компенсаторы большого диаметра для высоких давлений, рассчитанные на большие перемещения, имеют высокую стоимость, и в этих случаях необходимо рассмотреть альтернативный тип кожухотрубного теплообменника.

Большими преимуществами теплообменника с фиксированной трубной доской являются отсутствие внутренних соединений и, таким образом, устранение потенциального источника попадания одного теплоносителя в другой. Кроме того, отсутствие внутренних соединений означает, что трубы на периферии можно располагать близко к внутренней поверхности кожуха, что позволяет в данном типе теплообменника использовать больше труб, чем в любом другом типе теплообменников с таким же диаметром кожуха.

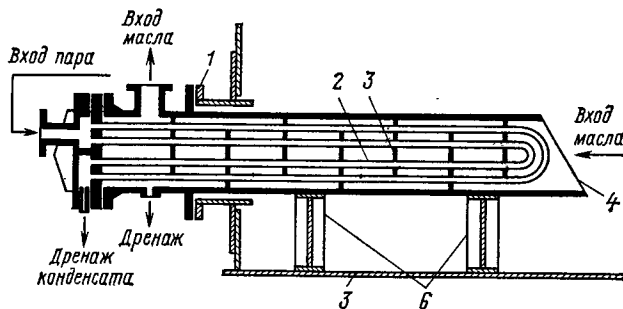


Рис. 3. Подогреватель для откачки масла из резервуара:
1 — фланец резервуара; 2 — 14 U-образных труб размером 3/4";
3 — перегородки; 4 — открытый конец; 5 — опоры; 6 — основание резервуара

С. Теплообменник с U-образными или изогнутыми трубами (тип U). В теплообменнике с U-образными трубами (рис. 2), имеется только одна трубная доска, причем каждая труба может свободно перемещаться относительно кожуха, что устраняет все проблемы, связанные с относительным перемещением между кожухом и трубами. Поскольку пучок труб можно извлекать из кожуха, внешние поверхности труб можно очищать механическими средствами, но для внутренних поверхностей необходимы химические спо-

собы очистки. Поэтому применение теплообменников этого типа рекомендуется для незагрязняющих поверхности жидкостей, текущих со стороны труб; все загрязняющие поверхности жидкости должны направляться через кожух. Такие теплообменники имеют одинаковые U-образные трубы, но при проектировании по термическим условиям в большинстве случаев используются трубы с различными радиусамигиба. В результате в изготовленном пучке труб только трубы на периферии могут быть заменены; поврежденные трубы из внутренних рядов пучка должны быть заглушены.

Аналогично теплообменникам с фиксированной трубной доской у этого типа теплообменников внутренние соединения отсутствуют, и периферийные трубы можно расположить близко к внутренней поверхности кожуха. Однако число труб, которое можно расположить в кожухе данного диаметра, несколько меньше по сравнению с теплообменником с закрепленными трубными досками, из-за ограничений, связанных с радиусомгиба труб.

Примером теплообменника с U-образными трубами может служить подогреватель для откачки масла из резервуара (рис. 3). Цель использования такого подогревателя — нагрев дизельного масла и других вязких жидкостей во время откачки из резервуара, с тем чтобы уменьшить вязкость жидкости и облегчить ее откачку. Подогреватель устраняет необходимость поддерживать все содержимое резервуара при требуемой температуре откачки. Обычно греющей средой является пар, текущий по трубам. Трубы могут быть гладкими или оребренными с внешней стороны в продольном направлении. Конец кожуха внутри резервуара отрезается, чтобы облегчить вход вязкой жидкости.

Д. Теплообменник с плавающей головкой и разъемным опорным кольцом (тип S). В теплообменнике типа S (рис. 4) одна трубная доска закреплена относительно кожуха, а другая свободно перемещается («плавает»), обеспечивая таким образом относительное перемещение кожуха и труб и позволяя осуществлять полную замену трубного пучка. Для того чтобы разделить в плавающей головке теплоносители, движущиеся в межтрубном пространстве и внутри труб, плавающая трубная доска прикреплена по периферии к фланцевой крышке, которая соединена болтами с разъемным опорным кольцом, находящимся с другой стороны трубной доски. Вся эта система (фланец, крышка, трубная доска и опорное кольцо) размещена за

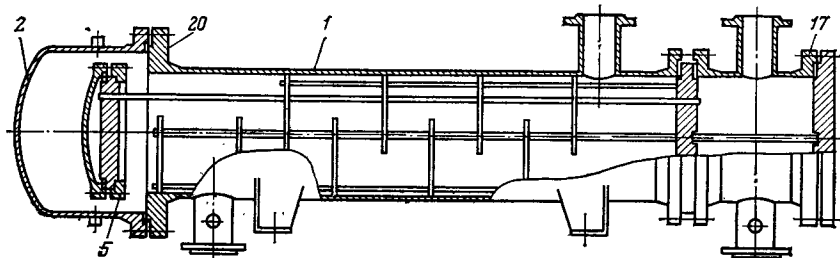


Рис. 4. Теплообменник с плавающей головкой и разъемным опорным кольцом

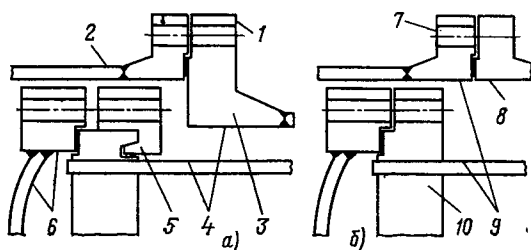


Рис. 5. Типичная сборка плавающей головки:

а — теплообменник с разъемным опорным кольцом; б — теплообменник с плавающей головкой, которую можно вынимать из кожуха; 1 — фланец кожуха у задней головки; 2 — цилиндрическая часть задней головки; 3 — внутренний диаметр кожуха; 4 — предельное расстояние от внешней трубы; 5 — разъемное опорное кольцо; 6 — фланец плавающей головки и крышки; 7 — фланец задней головки кожуха; 8 — внутренний диаметр кожуха; 9 — предельное расстояние от внешней трубы; 10 — плавающая трубная доска

пределами основного кожуха в крышке кожуха большего диаметра. Типичная плавающая головка для теплообменника этого типа показана на рис. 5.

Доступ к концам труб у неподвижной головки обеспечивается при снятой крышке неподвижной головки или снятой головки, доступ к трубным концам с плавающей головкой — при убранном днище кожуха, опорном кольце и крышке плавающей головки. После этих операций можно производить очистку внутренней части труб или вынуть весь пучок для очистки внешних поверхностей труб или для ремонта.

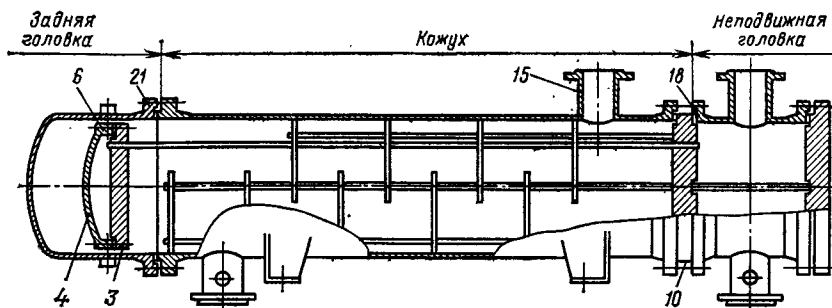


Рис. 6. Теплообменник с плавающей головкой, которую можно вынимать из кожуха

Теплообменники этого типа (типа С) не имеют недостатков, характерных для теплообменников с фиксированными трубными досками или с U-образными трубами, в отношении очистки поверхностей и относительных перемещений кожуха и труб. Однако в плавающей головке есть внутреннее соединение, и поэтому необходимо тщательное конструирование, чтобы избежать перетечки одного теплоносителя в другой. Из рис. 5 видно, что периферийные трубы не могут размещаться за пределами внутреннего диаметра прокладки плавающей головки, по этой причине в теплообменниках этого типа помещается меньше труб, чем в ранее рассмотренных с тем же диаметром кожуха.

Е. Теплообменник с плавающей головкой, которую можно извлекать из кожуха (тип Т). Из рис. 6 видно, что теплообменники типа Т аналогичны по конструкции предыдущим теплообменникам, за исключением того, что глухой фланец плавающей головки крепится болтами непосредственно к плавающей трубной доске. Диаметр последней увеличивается до размера внешнего диаметра фланца плавающей головки, и опорное кольцо не требуется. Таким образом, диаметр кожуха приблизительно равен увеличенному диаметру днища кожуха теплообменника с опорным кольцом, что позволяет размещать такое же число труб.

Для теплообменников этого типа характерно наименьшее число труб по сравнению с числом труб в теплообменниках других типов с данным диаметром. На рис. 5 показана типичная сборка плавающей камеры.

Преимущество теплообменников этого типа по сравнению с теплообменниками с разъемным опорным кольцом заключается в том, что пучок труб можно вынимать из кожуха, не убрав кожуха или крышки плавающей камеры, сокращая таким образом время технического обслуживания. Существенное снижение стоимости может быть достигнуто устранением двух фланцев задней головки, но это означает, что трубы нельзя будет чистить или обследовать на месте и пучок труб придется всегда вынимать и вставлять «вслепую». Обычно такая модификация допускается, если загрязнения несущественны.

Как и в случае теплообменника с разъемным опорным кольцом, в теплообменниках этого типа есть внутреннее соединение, и во избежание перетечки одного теплоносителя в другой требуется тщательный расчет конструкции плавающей камеры.

Г. Теплообменник с плавающей камерой с уплотняющим кольцом для смазки (тип W). Особенность теплообменника типа W (рис. 7) состоит в том, что разделение жидкостей в плавающей камере достигается путем установки уплотнительных колец между внешней стороной плавающей трубной доски и углублениями во фланцах задней головки. Теплоносители со стороны кожуха и со стороны труб имеют каждый собственные уплотнительные кольца, разделенные смазочным кольцом, которое снабжено дренажными отверстиями. Утечка в уплотнении не вызывает перемешивания теплоносителей внутри самого теплообменника.

Обработанная несущая поверхность плавающей труб-

ной доски должна быть достаточно широка, чтобы разместить два набора уплотнений и смазочное кольцо, а также обеспечить любое тепловое расширение. Если при расчете на прочность толщина трубной доски получается значительно меньше, чем требуемая ширина трущейся поверхности, к периферийной доске обычно крепят механически обработанную юбку.

Этот тип теплообменников обладает всеми достоинствами конструкций с плавающей головкой (внутренность труб можно очищать на месте, весь пучок можно вынимать

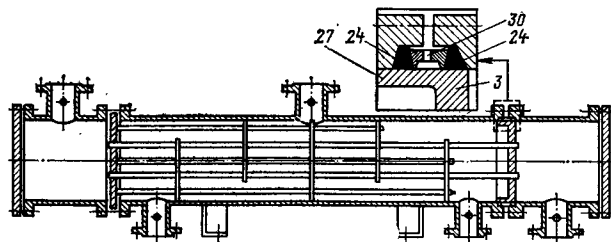


Рис. 7. Теплообменник с плавающей головкой с уплотняющим кольцом для смазки

для очистки или полной замены, допускается относительное перемещение кожуха и трубы), и, кроме того, у этого типа нет внутренних соединений. Эта конструкция имеет самую низкую стоимость из всех типов теплообменников с плавающей головкой.

Возможность ее использования определяется исходя из условий обеспечения безопасной работы с учетом давления. Типичные предельные значения диаметра кожуха и давления показаны ниже, при этом максимальная рабочая температура приблизительно равна 200°C.

Внутренний диаметр кожуха, мм	Максимальное давление, МПа
До 600	2
От 600 до 1060	1
От 1060 до 1525	0,5

Если плавающая головка снабжена юбкой, зазор между внутренней частью кожуха и трубами по периферии примерно равен зазору в теплообменнике с разъемным опорным фланцем. Если юбки не требуется, этот зазор можно несколько уменьшить, но нужно соответственно учесть деформацию отверстия периферийной трубы в трубной доске, возникающую из-за расширения или сварки концов труб.

В теплообменниках этого типа можно использовать только один или два хода в трубном пучке; в последнем случае патрубки для входа теплоносителя в трубки нужно устанавливать на неподвижной головке.

Г. Теплообменник с плавающей головкой с внешним уплотнением (тип Р). Еще один тип теплообменника с плавающей головкой показан на рис. 8. Чтобы уплотнить теплоноситель в трубах, один конец цилиндрической части (юбки) приваривается к периферийной части плавающей трубной доски, тогда как другой конец крепится к подвижному опорному фланцу на плоской крышке. Опорный фланец удерживается на месте с помощью разрезного кольца, установленного в канавку в стенке юбки. Кольцо позволяет убирать фланец и крышку таким образом, что, когда пучок труб вынимается, юбка может скользить внутри кожуха, имеющего небольшой зазор. Теплоноситель в межтрубном пространстве герметизируется посредством уплотняющих колец, помещенных между внешней поверхностью механически обработанной юбки и углублениями во фланце задней головки. Сальник уплотнения можно снимать перед извлечением пучка труб. Теплообменники этого типа обладают всеми характерными чертами теплообменника с уплотнительным смазочным кольцом и имеют, кроме того, преимущество, состоящее в том, что у них нет ограничений относительно использования теплоносителей со стороны труб, а также давления и температуры. Теплоноситель в межтрубном пространстве должен быть невоспламеняющийся и, как правило, иметь температуру не выше 300°C и давление не более 2 МПа.

Зазор между внутренней частью кожуха и периферийными трубами пучка определяется расчетным давлением в трубах, и для умеренных давлений этот зазор такого же порядка, что и для теплообменников с разъемным опорным кольцом.

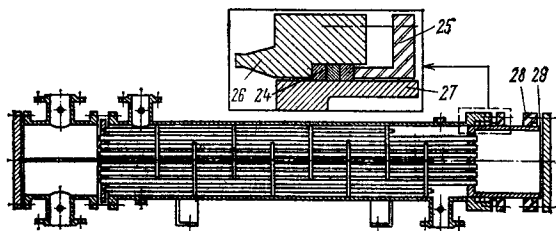


Рис. 8. Теплообменник с плавающей головкой с внешним уплотнением

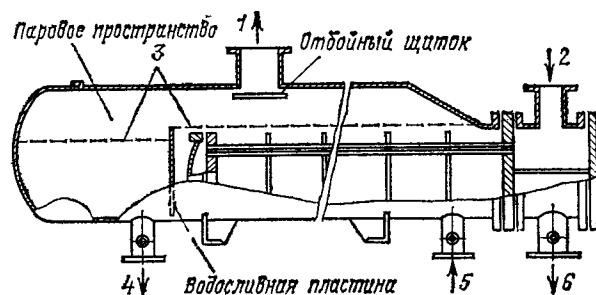


Рис. 9. Ребойлер типа котла:

1 — выход пара; 2 — вход обогревающей среды; 3 — уровень жидкости; 4 — жидкий продукт; 5 — питательная жидкость; 6 — выход обогревающей среды

Н. Ребойлер (тип К). В ребойлере применяются конструкции с U-образными трубами и плавающей камерой, описанные ранее (рис. 9). Такой теплообменник используется для испарения жидкости в межтрубном пространстве, и характерной особенностью конструкции является пространство над пучком труб, которое выполняется так, чтобы разделение пара и осаждение капель жидкости могли происходить в самом теплообменнике. Расчет высоты парового пространства основывается на данных о количестве пара, его плотности, числе патрубков для выхода пара и допустимой степени уноса жидкости, но обычно высота равна трети диаметра кожуха. Принято иметь минимальную высоту парового пространства около 225 мм. Чтобы еще больше уменьшить унос жидкости, в выходные патрубки иногда вставляют щитки, препятствующие выносу влаги, или так называемые сухие трубы — горизонтальный участок трубы, закрытый с обоих концов и с небольшими отверстиями по длине. Капли жидкости отбрасываются при прохождении пара.

Для поддержания постоянного уровня жидкости в ребойлере устанавливается водосливная пластина. Испарение ограничивается 80% подаваемой жидкости, и размеры пространства между водосливом и концом кожуха обеспечивают соответствующую паропроизводительность.

Хотя на рис. 9 показана плавающая головка с пучком труб, U-образные трубы также могут быть использованы, если это позволяет условия процесса. В большинстве случаев ради экономии диаметр неподвижной головки делается достаточно большим, чтобы разместить пучок U-образных труб и полную сборку плавающей головки, при этом переход от увеличенного кожуха к неподвижной головке обеспечивается посредством конуса. Однако для кожуха уменьшение диаметра несущественно, и конус можно заменить плоским или куполообразным окончанием, имеющим такой же диаметр, что и кожух, если нет трудностей при механическом изготовлении.

При использовании U-образной трубы и конструкции с плавающей головкой можно изготовить двухконцевой котел, в котором пучок труб вставляется в каждый конец кожуха, причем кожух обычно у обоих концов сходится на конус. Одно такое устройство эквивалентно двум котлам, работающим параллельно.

И. Охладитель. В охладителе жидкость охлаждается до температуры, меньшей, чем при использовании в качестве охладителя воды. Охладитель аналогичен ребойлеру, за исключением отсутствия водосливной пластины. Жидкость, которую нужно охладить, течет внутри труб, а хладагент (аммиак или фреон) испаряется с внешней стороны труб. Из-за умеренной разности температур между жидкостями и отсутствия загрязнения часто используют конструкцию с закрепленной трубной доской. Переход от увеличенного кожуха к меньшим по размерам неподвижной и задней головкам обычно осуществляется посредством конуса с каждого конца (аналогично двухконцевой

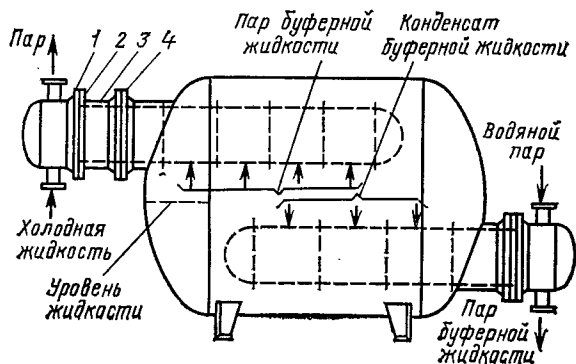


Рис. 10. Испаритель с двойным пучком труб:
1 — фланец неподвижной головки; 2 — трубная доска; 3 — юбка кожуха; 4 — фланец кожуха

конструкции, описанной ранее). Уменьшение размеров кожуха здесь также не играет большой роли, и конусы можно заменить на плоские или куполообразные концевые элементы, имеющие такой же диаметр, что и кожух, если условия позволяют это сделать.

Ж. Испаритель с двойным пучком труб. Специальный тип испарителя, на который не распространяются стандарты ТЕМА, — испаритель с двойным пучком труб (рис. 10). Он особенно удобен для испарения жидкостей при низких температурах, когда нагревающей средой является пар. При использовании для этой цели конструкции с одним пучком необходима особая осторожность, чтобы предотвратить замерзание конденсата, что может произойти, если конденсат не сможет течь свободно при аварийном режиме работы или если неточен расчет.

Для предотвращения в кожухе применяется буферная жидкость в межтрубном пространстве. Нижний пучок действует как котел, в котором буферная жидкость испаряется за счет конденсации пара в трубах. Испарившаяся буферная жидкость конденсируется на трубах верхнего пучка для обеспечения подогрева и испарения низкотемпературной жидкости в трубах, при этом конденсат буферной жидкости стекает обратно в кипящий объем вокруг ниж-

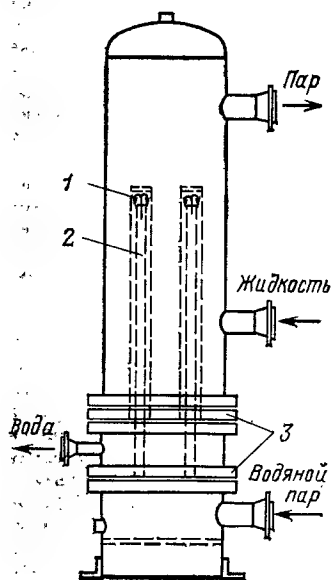


Рис. 11. Теплообменник с трубками штыкового типа:
1 — наружная труба; 2 — внутренняя труба; 3 — трубные доски

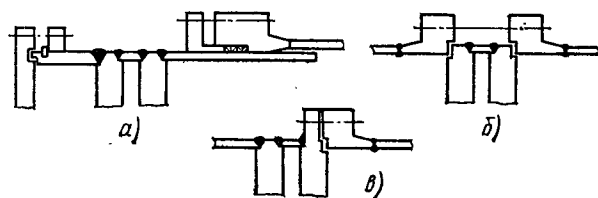


Рис. 12. Конструкция двойной трубной доски:
а — задний конец плавающей головки; б — неподвижный конец плавающей головки с U-образными трубами; в — закрепленная трубная доска

него пучка. Температура испарения и конденсации буферной жидкости подбирается в соответствии с оптимальными размерами пучка, давлением в межтрубном пространстве и при условии отсутствия замерзания жидкости в каждом пучке. В обычной системе для подогрева и испарения жидкого этилена от -104 до 10°C используется пар при 205°C , а метанол при 120°C является буферной жидкостью.

К. Теплообменник со штыковыми трубами. В штыковой трубе, показанной на рис. 11, внутренняя труба, внешняя труба и кожух могут свободно перемещаться независимо друг от друга. Этот тип теплообменников особенно удобен при чрезвычайно высокой разности температур между двумя жидкостями. Свободный конец каждой внешней трубы должен быть уплотнен крышкой, что обеспечивает внутреннее соединение; однако из-за того, что крышку можно приварить к трубе, это не приводит к такому риску утечки, как в соединениях с прокладками. Теплообменной поверхностью является поверхность внешней трубы.

Кожух можно снабдить перегородками аналогично типам, описанным ранее, однако короткие вертикальные конструкции иногда лишены перегородок и особенно удобны для конденсации и испарения в межтрубном пространстве, где существенны потери низкого давления. Короткая вертикальная трубчатая конструкция, показанная на рис. 11, может служить для испарения жидкостей при низких температурах с использованием пара в качестве греющей среды. Присутствие пара на входе в камеру и во внутренние трубы препятствует замерзанию конденсата.

Оба набора труб, если требуется, можно приварить к соответствующим трубным доскам. Это может оказаться существенным для внешних труб, так как их трубные доски могут подвергаться значительным давлениям; в то же время это не так важно для внутренних труб, так как их трубные доски должны выдерживать только потери давления теплоносителя, текущего со стороны труб.

Л. Теплообменник с двойными трубными досками. В некоторых теплообменных процессах перетекание одного теплоносителя в другой, как бы мала она ни была, может представлять угрозу или даже привести к полному загрязнению, причем наиболее вероятным источником утечки являются соединения между трубами и трубной доской. Можно использовать конструкцию двойной трубной доски, применяемой в устройстве, в котором жидкость, текущая из места соединения трубы с трубной доской, всегда попадает в пространство между досками, откуда ее можно пропустить или дренировать. В этом случае смешивание теплоносителей внутри кожуха или в головке не возникает.

Из рис. 12 видно, что конструкция с двойной трубной доской может быть применена к теплообменникам с закрепленной трубной доской, с U-образными трубами, с плавающей головкой и штыковыми трубами, но в случае использования плавающей головки необходимо внешнее уплотнение, как показано на рис. 8. Хотя трубы во внешней трубной доске могут крепиться и вальцовкой, и сваркой, трубы во внутренней доске можно крепить только вальцовкой.

5.2.4. Типы головок

А. Введение. Теплообменники различных типов, показанные на рис. 4 и 6—9, § 5.2.3, имеют скрепленные болтами неподвижные головки бобинного типа; однако такие конструкции головок необязательны, и в зависимости от условий работы можно использовать головки других типов. В теплообменниках с фиксированными трубными досками тип головки на заднем конце теплообменника может не совпадать с типом головки на его неподвижном конце.

Ниже описываются головки различных типов и их применение, при этом буква, обозначающая тип головки, выбирается в соответствии с системой обозначений, описанной в § 5.2.2. Первая буква относится к головкам на неподвижном конце теплообменников всех типов, тогда как вторая буква — к заднему концу только теплообменников с закрепленными трубными досками.

В Великобритании и некоторых других странах головки канального типа обычно называют бобинными.

В. Головка канального типа, соединяемая болтами (тип А или L). Неподвижные головки канального типа соединяются болтами с цилиндрической частью кожуха или барабана с помощью фланцев на обоих концах теплообменника, причем один фланец крепится болтами к фланцу кожуха или неподвижной трубной доске, а другой — к плоской крышке. Съем плоской крышки обеспечивает доступ к концам труб без разборки фланцев, соединяющих систему труб с патрубками. Если необходимо, можно снять целиком головку, чтобы иметь свободный доступ к концам труб или возможность вынуть весь пучок. Этот тип коллектора головок необходим, когда предполагается частая очистка внутренних поверхностей труб на месте.

Головку канального типа также можно присоединить болтами к заднему концу теплообменника с закрепленной трубной доской, однако это обычно делается только тогда, когда на заднем конце цилиндрической части теплообменника установлен патрубок.

С. Головка канального типа, соединяемая сваркой (тип С или N). При аварийной работе или при работе под высоким давлением, когда желательно иметь как можно меньше внешних соединений, цилиндрическая часть вместо крепления болтами приваривается к неподвижной трубной доске. Это позволяет устранить одно внешнее соединение, однако доступ к концам труб для чистки или ремонта будет возможен только изнутри цилиндрической части головки. Очень важно, чтобы было обеспечено соответствующее пространство между периферийными трубами и внутренней поверхностью цилиндрической части головки, для того чтобы разместить необходимые элементы для крепления концов труб, а также для ремонта или удаления труб.

Д. Головка типа колпака (тип В или М). Типичная головка типа колпака показана на заднем конце теплообменника с закрепленной трубной доской на рис. 1, § 5.2.3. Такие головки имеют меньшую стоимость, чем дешевые каналные головки, соединяемые болтами или путем сварки, и, кроме того, после их снятия обеспечивается свободный доступ к концам труб. Однако перед снятием головки необходимо разъединить фланцы, соединяющие трубы с патрубками, и коллекторы этого типа обычно используются на неподвижном конце, когда чистку труб предполагается производить в редких случаях.

Головки типа колпака монтируются к задним концам теплообменников с закрепленными трубными досками при условии, что на заднем цилиндрическом конце отсутствуют патрубки.

Е. Конусообразная головка, соединяемая болтами. Для одноходового трубного пучка вместо головок типа бобин или колпаков можно использовать конусообразные головки, которые крепятся болтами.

Г. Головки при высоких давлениях. Глухие фланцы

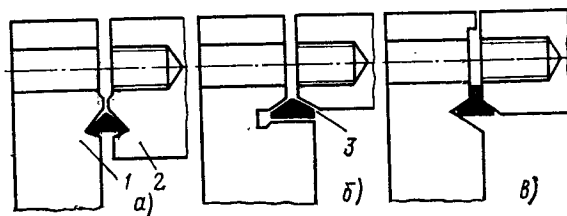
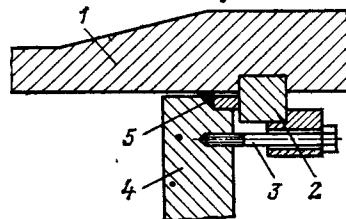


Рис. 1. Конструкция с самоуплотняющимися прокладками: а — кольцо типа дельты; б — двойное коническое кольцо; в — кольцо типа «Грейлок»; 1 — крышка головки; 2 — обечайка головки; 3 — втулка из мягкого металла на уплотняющихся поверхностях

полного диаметра головок типов А, С, L и N обычной конструкции, описанной выше, удовлетворительно используются в широком диапазоне сочетаний диаметров и давлений. Строгих правил относительно выбора размеров не существует, однако верхнее предельное значение произведения диаметра на давление, равное 15 000 мм·МПа, можно принять в качестве грубой оценки. Однако по мере того как диаметр и давление растут, становится все труднее проектировать фланцы, которые обеспечили бы соответствующую прочность, герметичность и возможность работы без использования болтов большого диаметра. Например, обычный глухой фланец диаметром 600 мм удовлетворительно работает при давлении 25 МПа, но даже при таких сравнительно небольших размерах камеры диаметры болтов будут около 80 мм, и, таким образом, потребуются специальное оборудование для затягивания болтов.

Рис. 2. Уплотнение с кольцом, работающим на срез:

1 — обечайка головки; 2 — разъемное кольцо, работающее на срез; 3 — болты для начальной затяжки прокладки; 4 — плоская крышка; 5 — самоуплотняющаяся прокладка



Если обычный глухой фланец неприменим, можно заменить обычное уплотнение уплотнением специального типа, в котором за счет внутреннего давления прокладка перемещается при расширении поверхности уплотнения (рис. 1). Хотя при этой конструкции утечки минимальны, затяжка болтов должна быть достаточно большой, чтобы выдержать гидростатическую нагрузку. Когда затяжка болтов становится слишком большой, применяется безболтовое соединение (ТЕМА, тип D), где концевая гидростатическая нагрузка воспринимается штифтами или кольцами. Существует множество конструкций подобного типа, и показанные на рис. 2 конструкция с разъемным кольцом иллюстрирует их принцип действия.

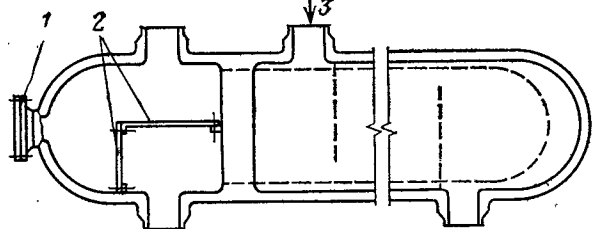


Рис. 3. Цельносварной теплообменник: 1 — технологический люк диаметром 600 мм; 2 — разборная раздельная перегородка; 3 — отрезной конец кованого патрубка

Фланцы большого диаметра в сосудах высокого давления дороги; иногда вместо них используют полностью сварные конструкции (рис. 3). Все фланцы распорок и патрубков устраняются, и трубы привариваются непосредственно до места к отрезанным концам патрубков. Доступ к головкам и трубным доскам осуществляется через технологический люк, который обычно имеет внутренний диаметр 600 мм.

5.2.5. Особенности конструирования, связанные с теплообменом

А. Трубы.

Диаметр и толщина. При использовании плотного размещения труб малого диаметра конструкция компактная, однако могут возникнуть трудности при их очистке как изнутри, так и снаружи; при неплотном размещении труб большого диаметра конструкции менее компакты, но проблем с чисткой возникает меньше. Обычно внешний диаметр труб при использовании теплообменников в нефтяной и нефтехимической промышленности находится в диапазоне от 15 до 32 мм, причем наиболее употребительные размеры — 19 и 25 мм.

Толщина труб должна выбираться в зависимости от внутреннего и внешнего давления, однако толщины и диаметры наиболее часто используемых труб могут выдерживать значительные давления. Например, стальная труба внешним диаметром 19 мм с толщиной стенки 2,1 мм может выдерживать внутреннее давление 16 МПа и внешнее давление 7 МПа. Следовательно, во многих случаях толщины труб выбираются на основе стоимости, коррозионной стойкости, требований стандартизации, а не давления. Ниже приведены типичные значения толщин:

Внешний диаметр, мм	Толщина, мм	
	углеродистых и низколегированных сталей	нержавеющих сталей и медных сплавов
15,88	1,65	1,24
19,05	2,01	1,65
25,40	2,77	2,11
31,75	3,40	2,77

Трубы обычно выбираются по спецификациям, в соответствии с внешним диаметром и номинальной толщиной, а не с номинальным диаметром отверстия, поскольку допуски на последние выше. Трубы могут подбираться по минимальной или средней толщине стенки. При трубах минимальной толщины толщина стенки не должна быть меньше номинальной, но может превышать ее лишь в определенных пределах (обычно 18—22% номинальной толщины). При трубах средней толщины толщина стенки может быть либо больше, либо меньше номинальной в определенных пределах (обычно ± 8 —10% номинальной толщины). Размеры внутреннего отверстия труб с минимальной толщиной стенки могут быть меньше номинальных, и это необходимо учитывать в тепловых расчетах, особенно при расчете потерь давления в трубах.

U-образные трубы требуют особого внимания, поскольку во время изгиба трубы стенка у меньшего радиусагиба становится тоньше. Если уменьшения толщины стенки нельзя допустить из-за соображений прочности или из-за коррозии, обычно внутреннее два ряда гнут из прямых труб большей, чем у остальных труб, толщины (обычно на 25—30%). Если эти условия не являются определяющими и условия работы труб не хуже, можно допустить некоторое уменьшение толщины при изгибе. По нормам ТЕМА уменьшение толщины не должно превышать 17% первоначальной толщины стенки. Эти нормы также ограничивают сплющивание трубы в гйбе до значения, равного 10% номинального внешнего диаметра трубы.

Длина. Для заданной площади поверхности стоимость теплообменника уменьшается, если его диаметр уменьшать, а длину по возможности увеличивать, учитывая при этом наличие производственного помещения и сборочного оборудования у изготовителя. С учетом этого теплообменники стремятся делать как можно длиннее, используя самые длинные трубы, имеющиеся у поставщиков, но обычно руководствуются практическими соображениями. Независимо от типа теплообменника длина площади, на которой он размещается, должна быть равна по крайней мере удвоенной длине его трубы, что позволяет при необходимости извлекать трубный пучок или отдельную трубу. Длинные пучки труб могут оказаться неудобными в эксплуатации, особенно при извлечении или установке их в кожух. Наиболее распространен диапазон длин труб от 3600 до 9000 мм для извлекаемых из кожуха пучков, при этом масса пучка не должна превышать 20 т, и от 3600 до 1500 мм для теплообменников с закрепленными трубными досками. Изготовление теплообменников длиной до 22 000 мм связано с возрастанием производительности установок.

Шаг между трубами. Для труб и кожухов не слишком малых диаметров в соответствии с нормами ТЕМА отношение шага между трубами к внешнему диаметру трубы не должно быть меньше 1,25, а между соседними трубами должен быть зазор не менее 6,35 мм для облегчения очистки внешней поверхности труб с помощью механических средств. Там, где устраиваются проходы для чистки, расположение трубной доски должно быть таким, чтобы проходы были непрерывны вдоль всего пучка или, если это неудобно, чтобы любую трубу можно было достать либо с одной, либо с другой стороны пучка. Типичные шаги между трубами приведены ниже:

Внешний диаметр трубы, мм	Минимальный шаг между трубами, мм	
	Чистые трубы	Загрязненные трубы
15,88	19,84	22,22
19,05	23,81	25,40
25,40	31,75	31,75
31,75	39,69	39,69

На рис. 1 показаны четыре основных типа расположения труб. Для заданного отношения шага к внешнему диаметру трубы использование расположения труб под углами 30 или 60° позволяет разместить примерно на 15% больше труб, чем в случае расположения под углами 45 и 90°. Кроме того, при выборе угла между трубами необходимо учитывать влияние режима течения теплоносителя на теплообмен. Для однофазных теплоносителей при внешнем обтекании труб типичные углы приведены ниже, град:

Режим течения	Чистые трубы	Загрязненные трубы
Турбулентный	30	90
Ламинарный	30	45

Биметаллические трубы. Если трудно или неэкономично применять трубы из металла, который противостоит коррозионному воздействию обеих жидкостей, используются биметаллические трубы. Когда толщина такой трубы мала, толщины каждой трубы делаются примерно равными; но по мере возрастания толщины биметаллической трубы обычно ограничивают толщину, имеющую большую стоимость, насколько это практически возможно.

В большинстве случаев трубные доски покрываются со стороны трубного пучка тем же металлом, из которого сделаны внутренние трубы. Чтобы предотвратить электрохимическую коррозию на концах труб, возникающую из-за контакта различных металлов с жидкостью, обычно участок по 20 мм внешней трубы с каждого конца заменя-

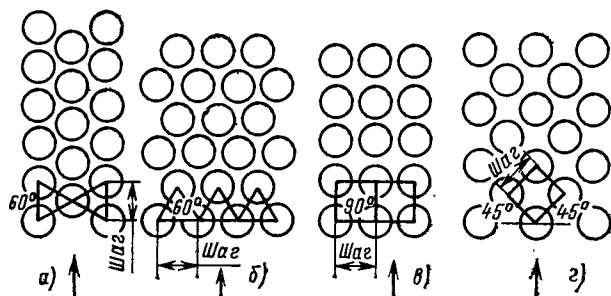


Рис. 1. Расположение труб в трубном пучке:
а — треугольное [60°]; б — треугольное [30°]; в — квадратное [90°]; г — квадратное [45°]

ют муфтами из того же металла, что и внутренняя труба, как показано на рис. 19, § 5.2.6.

Полностью оребренные трубы. Малооребранные (19 ребер на 25 мм длины, высота ребер 1,6 мм) и среднеоребранные (11 ребер на 25 мм длины, высота ребер 3,2 мм) рассчитываются аналогично гладким трубам. Площадь внешней поверхности соответственно в 2,5 и 3 раза больше, чем у гладкой трубы такого же диаметра. Применение этих труб снижает стоимость конструкции по сравнению со стоимостью конструкции с гладкими трубами, особенно когда материал имеет высокую стоимость и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности мал по сравнению с коэффициентом теплоотдачи на внутренней поверхности. Производительность теплообменника можно увеличить, заменив гладкие трубы на оребренные.

При расчете (рис. 2) следует учитывать следующие особенности труб с малым и средним оребрением:

толщина стенки под ребрами меньше, чем на гладком конце трубы;

внутренний диаметр трубы на оребренном участке меньше, чем на гладком конце трубы. Замена гладких труб на оребренные может в 2 раза увеличить потери давления;

внешний диаметр ребер несколько меньше, чем диаметр гладкого конца трубы. В этом случае возникает больший зазор между перегородкой и трубой. Удаление ребер на трубе у каждой перегородки желательно, если возникают трудности из-за вибрации, однако при тепловом расчете необходимо учитывать уменьшение оребренной поверхности.

В. Ходы в трубном пространстве.

Разделительные перегородки. Каждый переток жидкости в трубном пространстве от одного конца теплообменника до другого называется ходом. Изменяя число ходов, конструктор может изменять скорость жидкости внутри труб; в зависимости от условий процесса может потребоваться от 1 до 16 ходов, хотя обычно верхним пределом являются 8 ходов. В камерах устанавливаются плоские

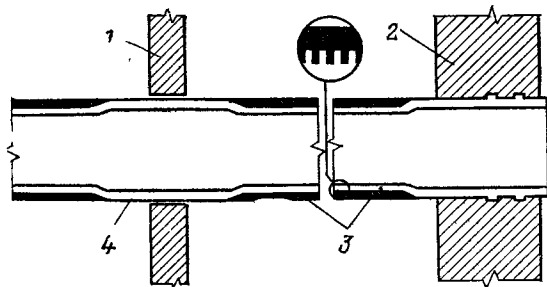


Рис. 2. Полностью оребренные трубы:
1 — перегородка; 2 — трубная доска; 3 — оребренная часть трубы; 4 — неоребренная часть трубы у перегородки

Количество ходов	Неподвижный конец	Задний конец	Неподвижный конец	Задний конец
2			Форма прокладок и паза	
4				
6				
8				

Рис. 3. Типичное расположение ходов в трубном пучке

металлические пластины — так называемые разделительные перегородки, которые разделяют камеры на отдельные подкамеры.

Толщина разделительных перегородок зависит от диаметра головки. Так, для углеродистых и низколегированных сталей она обычно равна 9—16 мм, а для более дорогостоящих сплавов — 6—13 мм.

За исключением головок типа D и других специальных головок высокого давления, разделительные перегородки всегда привариваются к головке и к примыкающей трубной доске или крышке при условии, если последние приварены к головке. Если трубная доска или крышка не приварены к головке, в них делаются углубления и край разделительной перегородки, уплотняемый прокладкой, вставляется в эти углубления.

Типичные способы расположения ходов приведены на рис. 3, на котором показаны также формы прокладок камер и углублений в трубных досках и крышках.

Число ходов. У теплообменника с плавающей головкой с внешним уплотнением и закрепленной трубной доской может быть любое удобное для практики число ходов — обычно один, два, четыре, шесть или восемь; возможно использование трех или пяти ходов, однако это встречается реже. У теплообменника с U-образными трубами должно быть четное число ходов — обычно применяют два или четыре хода. Допустимы шесть или восемь ходов, однако такое число ходов применяют редко. Число ходов в теплообменнике с плавающей головкой с уплотняющим кольцом для смазки ограничено одним или двумя; в последнем случае патрубки трубного пучка должны находиться у неподвижного конца теплообменника. Число ходов в теплообменниках с плавающей головкой с разъемным опорным кольцом и с плавающей головкой, которую можно вынимать из кожуха, принимается обычно четным, напри-

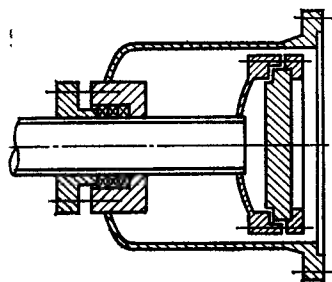


Рис. 4. Плавающая головка с одним ходом в трубном пучке с сальниковым уплотнением

мер два, четыре, шесть или восемь. Чтобы обеспечить преимущества противоточного течения в отношении эффективности теплообмена, можно использовать теплообменник с плавающей головкой с одним ходом в трубном пространстве, но для этого требуется специальная конструкция, описание которой приведено ниже.

Плавающая головка с одним ходом в трубном пространстве (рис. 4 и 5). Простейшей конструкцией такого типа является сальник, но его применение ограничено условиями безопасной работы при низких давлениях в межтрубном пространстве. Когда эта конструкция неприменима, необходимо использовать конструкцию с сильфонами, один из вариантов которой показан на рис. 5.

Ходы, образованные перегородками в корпусе. Как упоминалось выше, в аппаратах типа D и в других аппаратах высокого давления обычные разделительные перегородки не применяются. В этом случае необходимо устанавливать перегородки в корпусе, как показано на рис. 3, § 5.2.4. Съемные крышки, распорки и прокладки являются относительно легкими конструкциями, поскольку на соединение воздействует только перепад давления в трубном пространстве, а не полное расчетное давление.

С. Перегородки.

Поперечные перегородки. Поперечные перегородки играют двойную роль: поддерживают трубы, препятствуя прогибам и вибрациям, а также обеспечивают движение жидкости в межтрубном пространстве поперек пучка труб по всей длине теплообменника с целью интенсификации теплоотдачи. Меняя расстояние между перегородками, можно изменять скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве. На рис. 6 показаны три типа поперечных перегородок, используемых в теплообменниках: сегментная, двойная сегментная и тройная сегментная. Наиболее употребительны сегментные перегородки, но если основную роль играют потери давления в межтрубном пространстве, их можно уменьшить, поставив двойные или тройные сегментные перегородки.

Отверстие в перегородке, через которое протекает теплоноситель в межтрубном пространстве, называется окном перегородки, а вырезанная часть — вырезом перегородки. Вырез обычно определяют как отношение высоты отверстия окна сегмента к диаметру кожуха (в процентах).

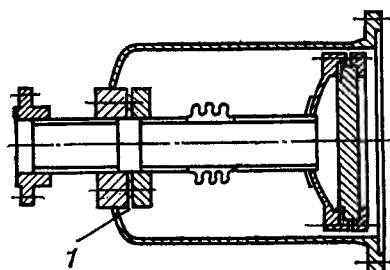


Рис. 5. Плавающая головка с одним ходом в трубном пучке с сильфоном:

1 — двойное уплотнение (изнутри и снаружи окружности размещения болтов)

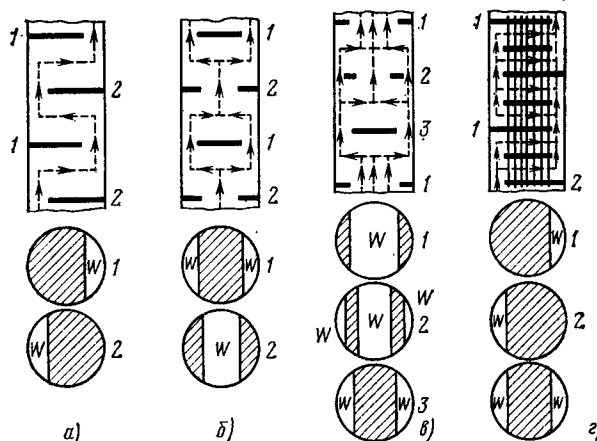


Рис. 6. Типы перегородок (W — окно в перегородке):

а — одинарное расположение сегментной перегородки; б — двойное расположение сегментной перегородки; в — тройное расположение сегментной перегородки; г — трубы в окне отсутствуют

Обычно вырезы в перегородках составляют 15—40% для сегментных и 20—30% для двойных сегментных перегородок. Всегда должно быть обеспечено некоторое перекрытие краев соседних перегородок.

В горизонтальных теплообменниках края перегородок в окнах могут находиться в вертикальном (перегородки с вертикальным вырезом) и в горизонтальном (перегородки с горизонтальным вырезом) положениях. Последние удобны для чистых однофазных жидкостей, тогда как для загрязняющих, конденсирующихся или кипящих потоков используют перегородки с вертикальным вырезом. Эта конструкция препятствует оседанию грязи на дне кожуха для загрязняющих жидкостей, а в случае конденсации обеспечивает свободное течение конденсата.

Трубы, проходящие через окна в сегментных и двойных сегментных перегородках, пересекают каждую следующую перегородку и не имеют опоры на протяжении двух пролетов между перегородками. На рис. 6 показана также конструкция с сегментными перегородками, в которой отсутствуют трубы, проходящие через окна, и поэтому все трубы проходят через все перегородки. Дополнительные опоры, через которые проходят все трубы, можно установить между главными сегментными перегородками, что обеспечивает дополнительную опору для труб и увеличение собственной частоты колебания труб без изменения теплоотдачи и потерь давления. Такая конструкция называется «беструнным окном» и используется главным образом для устранения вибрации труб, вызываемой потоком в межтрубном пространстве. По сравнению с обычными эти конструкции имеют большие диаметры кожухов при том же количестве труб.

Перегородки опорного типа. В тех случаях, когда работа теплообменника не зависит от скорости жидкости в межтрубном пространстве, перегородки поперечного типа устанавливать не обязательно, и в ряде конструкций применяют необрезанные круговые перегородки. Их называют сплошными круговыми опорами.

У теплообменников с плавающей головкой с разъемным опорным кольцом и с плавающей головкой, которую можно вынимать из кожуха, не имеют специальные перегородки опорного типа, примыкающие к плавающей головке и несущие тяжесть всей ее системы. Можно было бы использовать и сплошную круговую опору, но поверхность между перегородкой и плавающей трубной доской стала бы неэффективной. Для увеличения эффективности такой поверхности обычно делают прорезы различной формы в перегородке.

Толщина перегородки. В нормах ТЕМА определена минимальная толщина перегородки, которая связана с диаметром и длиной безопорного участка трубы.

Ниже приведены некоторые типичные значения толщины перегородки для разных длин безопорного участка трубы и внутренних диаметров кожуха, мм:

Диаметр, мм	Длина, мм	
	меньше 610	больше 1524
Меньше 355	3,2	9,5
Больше 1550	9,5	19,1

Максимальный шаг. В ТЕМА определены следующие максимальные длины безопорных участков трубы, мм, для углеродистой, низколегированной, нержавеющей сталей и никелевых сплавов:

Внешний диаметр трубы, мм	Максимальная длина безопорных участков труб, мм
15,88	1321
19,05	1524
25,40	1880
31,75	2235

Для алюминия, меди и их сплавов, а также для титана максимальная длина безопорных участков составляет 0,865 приведенных выше значений.

Например, при сегментных и двойных сегментных перегородках с внешним диаметром труб 19,05 мм соседние перегородки нельзя разносить на расстояние больше чем 762 мм; при тройных сегментных перегородках предельное расстояние составляет 508 мм. Максимальная допустимая длина трубы для теплообменника с трубами диаметром 19,05 мм без перегородок — 1524 мм.

Иногда, чтобы расположить требуемый патрубок с усиленным фланцем, шаг между перегородками в конце аппарата необходимо сделать больше, чем в остальной части. В этом случае максимальной длиной безопорного участка трубы является длина, соответствующая ближайшему к трубным доскам окну перегородки. Важно убедиться, что расстояние между трубной доской и второй от нее по счету перегородкой не превышает максимума, определяемого по нормам ТЕМА, и что длинный пролет трубы не усиливает вызываемые потоком вибрации.

Зазоры. При конструировании всегда необходимо обеспечивать зазоры между трубами и отверстиями в перегородках, а также между внешними краями перегородок и внутренней поверхностью кожуха. Иногда в целях улучшения теплообмена или подавления вибраций зазоры делают меньше требуемых, как показано ниже. Это допустимо, но с уменьшением зазоров возрастает стоимость изготовления.

Если максимальная длина безопорного участка трубы 914 мм или меньше или внешний диаметр трубы больше 31,75 мм, в соответствии с нормами ТЕМА отверстие в перегородке должно быть на 0,794 мм больше, чем внешний диаметр трубы. Этот диаметральный зазор уменьшается вдвое, если максимальная длина больше 914 мм для труб диаметром 31,75 мм и меньше.

Диаметральный зазор между внутренней поверхностью кожуха и перегородкой зависит от диаметра кожуха. Типичными значениями по нормам ТЕМА являются 4,45 мм для диаметров от 610 до 991 мм и 11,12 мм для диаметров от 2159 до 2540 мм. Если зазор между перегородкой и кожухом мало влияет на коэффициент теплоотдачи в межтрубной полости и разность температур, можно применять зазор вдвое больший (см. п. А, § 5.2.6).

Отражающие перегородки. Для предохранения труб, расположенных ниже входного патрубка, от повреждений, которые могут вызываться твердыми частицами или каплями жидкости, захваченными потоком в межтрубном пространстве, необходимо устанавливать отражательную пере-

городку. По нормам ТЕМА установка отражающих перегородок необходима, если pv^2 превышает следующие значения:

Теплоноситель	pv^2 , кг/(м·с²)
Некоррозионная неабразивная жидкость, однофазный поток	2230
Другие жидкости, включая кипящие	744
Пары и газы, смеси жидкость—пар, вызывающие коррозию	0

Отражающая перегородка обычно имеет толщину около 6 мм, изготавливается в виде плоской или изогнутой пластины, с размерами несколько большими, чем внутренний диаметр патрубка d . Если она располагается внутри кожуха, край перегородки обычно помещают на расстоянии примерно на $d/4$ ниже пересечения стенки патрубка и кожуха, чтобы площадь кольцевого проходного сечения примерно была равна площади патрубка. Внутреннее расположение отражающих пластин означает, что кожух нельзя полностью заполнить трубами, и по мере возрастания отношения диаметра патрубка к диаметру кожуха все большее число труб придется убирать из пучка.

У выходного патрубка ближайший ряд труб принято размещать на расстоянии $d/6$ ниже патрубка, чтобы обеспечить соответствующую площадь проходного сечения.

Для размещения максимально возможного числа труб в данном кожухе отражающая перегородка иногда устанавливается вне кожуха на увеличенной части патрубка (либо конической, либо куполообразной).

Когда на практике неудобно размещать отражательную пластину как внутри, так и снаружи кожуха, используют паровой пояс (рис. 7). У этого способа есть еще и то преимущество, что любое опускание патрубка, как описано в п. А, § 5.2.6, происходит в столбе парового пояса, где оно не может повлиять на зазоры между перегородкой и кожухом.

Перегородки продольного типа. Хотя большинство теплообменников имеет только один ход в межтрубном пространстве, можно сделать два хода, установив плоскую металлическую пластину толщиной 6—13 мм, проходящую по оси вдоль кожуха и разделяющую трубный пучок на две части. Пластина соприкасается с неподвижной трубной доской, но не распространяется на полную длину труб, поскольку у заднего конца теплообменника необходимо пространство для перетекания теплоносителя из первого хода во второй. Такая пластина называется продольной перегородкой, и в теплообменнике, имеющем, таким образом, по два хода в межтрубном пространстве и в трубах, увеличивается интенсивность теплообмена при противоточном обтекании. По нормам ТЕМА такие кожухи обозначаются буквой F.

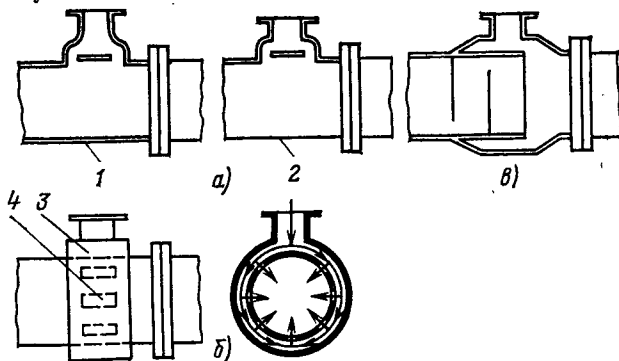


Рис. 7. Паровые камеры:

а — с куполообразным выходом; б — типа бокса; в — конусообразная; 1 — переходный патрубок; 2 — колпак; 3 — продолжение кожуха; 4 — прорези в кожухе

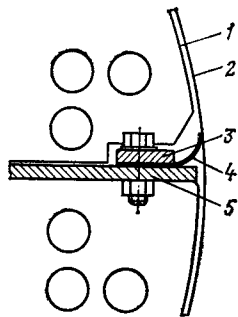


Рис. 8. Продольная перегородка:
1 — диаметр поперечной перегородки; 2 — внутренняя поверхность кожуха; 3 — зажим; 4 — восемь уплотняющих полос из нержавеющей стали каждая толщиной приблизительно 0,2 мм; 5 — продольная перегородка

Продольная перегородка обычно приваривается к неподвижной трубной доске, однако следует предусмотреть способ воспрепятствовать перетеканию теплоносителя в межтрубном пространстве между краями продольной перегородки и кожухом из одного прохода теплоносителя в другой. Наиболее опасное в этом смысле место находится у неподвижной трубной доски, где входной и выходной патрубки диаметрально противоположны и изменение давления (температуры) поперек перегородки максимально. В теплообменнике с закрепленными трубными досками обычно можно приварить продольную перегородку к кожуху, но этот способ неприменим для теплообменников с U-образными трубами и с плавающими камерами, потому что перегородку придется вынимать вместе с пучком труб. Если используется пучок, который можно вынимать, пространство между продольной перегородкой и кожухом закрывается гибкими полосами или другими уплотняющими устройствами. Типичный способ использования гибких полос показан на рис. 8. Гибкие полосы помещаются на продольной перегородке со стороны входа в кожух таким образом, чтобы высокое давление прижимало плотнее полосы к кожуху.

При использовании подобных гибких полос или уплотнительных устройств теплообменник обычно конструируют таким образом, чтобы перепад давления поперек продольной перегородки не был слишком большим (обычно 0,07 МПа).

Стяжки, распорки и уплотнительные устройства. Для удержания пучка труб и размещения перегородок в нужном положении используется ряд стяжек и распорок. Стяжки представляют собой круглые металлические стержни, ввинченные в неподвижную трубную доску и проходящие по всей длине пучка до последней перегородки, где они закрепляются контргайками. Между перегородками у каждой стяжки имеются подогнанные распорки в виде труб с внутренним диаметром, несколько большим, чем диаметр стяжки, и длиной, равной требуемому расстоянию между перегородками.

Стяжки и распорки могут служить также уплотнениями при появлении нежелательных утечек в межтрубном пространстве, вызванных наличием разделительных каналов между ходами и зазоров между пучком труб и кожухом. Трубы с заглушенными концами (которые не проходят сквозь трубные доски), круглые бруски и плоские продольные полосы, вставленные в пазы на периферии перегородок, также могут служить уплотнениями. В зависимости от отношения диаметра патрубка к диаметру кожуха максимальный зазор между пучком труб и кожухом определяется внутренним расположением отражательной перегородки. Если это вызывает утечку вокруг пучка, необходимо уплотнение продольными полосами или другими приспособлениями, но их нельзя размещать в пространстве у перегородки на входе, поскольку это вызовет значительное уменьшение площади проходного сечения возле отражательной перегородки. Аналогично следует поступать и в пространстве у перегородки на выходе.

Характерные детали конструкций показаны на рис. 9, а—9, г.

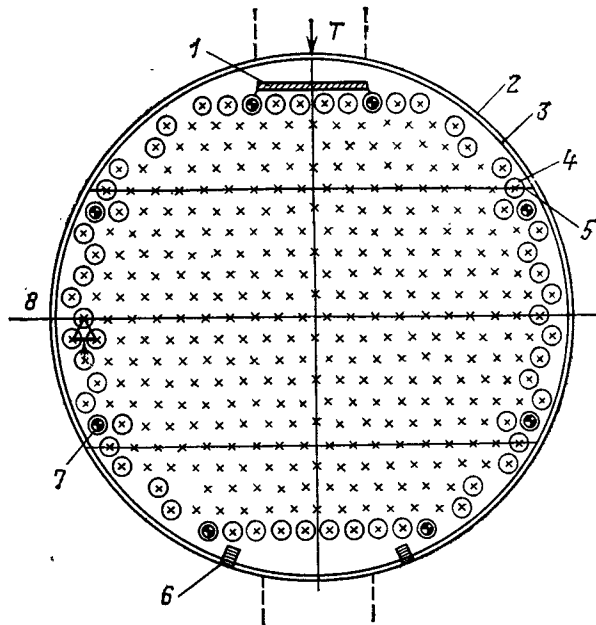


Рис. 9а. Типичное расположение труб для одноходового теплообменника с неподвижной головкой, с внутренним диаметром кожуха 685 мм и Δ -шагом 31,75 мм:

1 — отражающая пластина толщиной 7 мм; 2 — внутренняя поверхность кожуха диаметром 685 мм; 3 — наружная поверхность размещения труб в пучке диаметром 672 мм; 4 — каналы; 5 — край перегородки; 6 — направляющие; 7 — стяжки и распорки; 8 — центральная линия кожуха; Т — калибровочная отметка

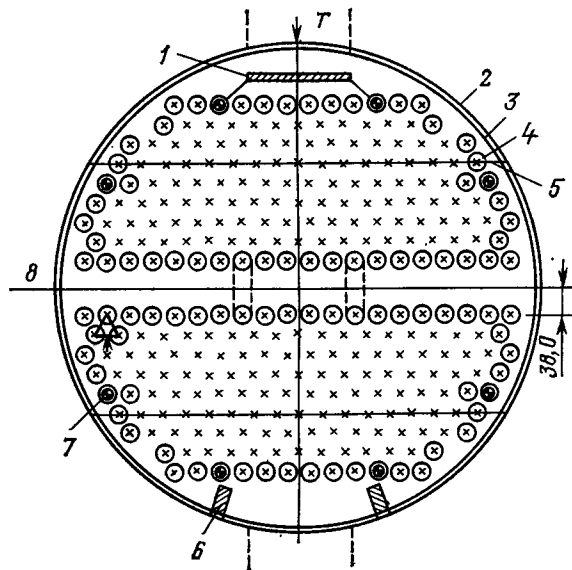


Рис. 9б. Типичное расположение труб для двухходового U-образного трубного пучка с внутренним диаметром кожуха 685 мм и Δ -шагом 31,75 мм:

1 — отражающая пластина толщиной 7 мм; 2 — внутренняя поверхность кожуха диаметром 685 мм; 3 — наружная поверхность кожуха диаметром 672 мм; 4 — каналы (по 150 в каждом ходе трубного пучка); 5 — край перегородки; 6 — направляющие пучка; 7 — стяжки и распорки; 8 — центральная линия кожуха (общее число отверстий для труб внутренним диаметром 25,4 мм равно 300, Т — калибровочная отметка)

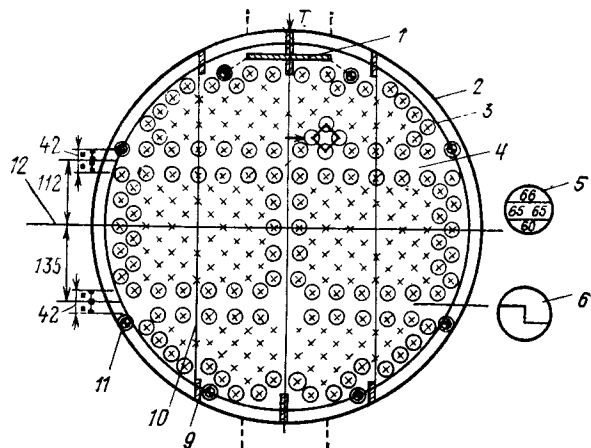


Рис. 9а. Типичное расположение труб для четырехходового теплообменника с плавающей головкой типа S с внутренним диаметром кожуха 685 мм и Δ -шагом 31,75 мм:

1 — отражательная пластина толщиной 7 мм; 2 — внутренняя поверхность кожуха диаметром 685 мм; 3 — наружная поверхность размещения труб в пучке диаметром 642 мм; 4 — центральная линия между ходами труб; 5 — число каналов в каждом ходе трубного пучка; 6 — расположение перегородок на фланце головки; 7 — общее число отверстий для труб внутренним диаметром 25,4 мм равно 256; 8 — Т — калибровочная отметка для сборки; 9 — уплотнительные пластины; 10 — край перегородки; 11 — стяжки и распорки; 12 — центральная линия кожуха

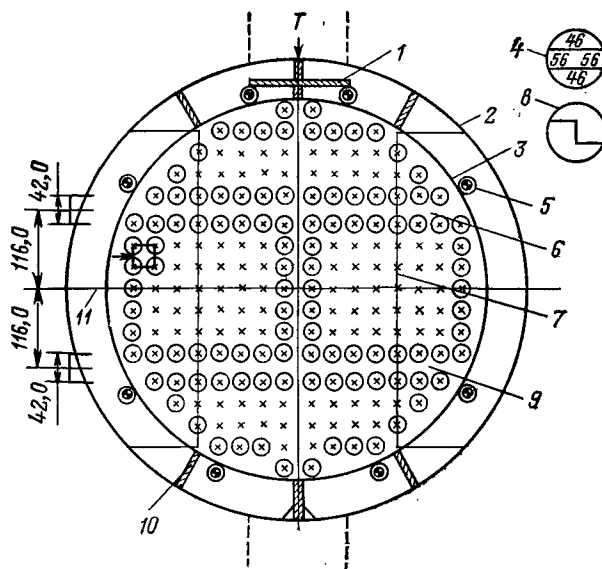


Рис. 9б. Типичное расположение труб для четырехходового теплообменника с плавающей головкой типа T с внутренним диаметром кожуха 685 мм и $\square$ -шагом 31,75 мм:

1 — отражательная пластина толщиной 7 мм; 2 — внутренняя поверхность кожуха диаметром 685 мм; 3 — наружная поверхность размещения труб в пучке диаметром 672 мм; 4 — число каналов в каждом трубном пучке; 5 — стяжки и распорки; 6 — центральная линия между ходами труб; 7 — край перегородки; 8 — расположение перегородки на фланце головки; 9 — центральная линия между ходами труб; 10 — уплотнительные пластины; 11 — центральная линия кожуха (общее число отверстий для труб внутренним диаметром 25,4 мм равно 204, Т — калибровочная отметка для сборки)

Д. Предельный внешний диаметр расположения труб в пучке. Предельным внешним диаметром расположения труб в пучке является максимальный диаметр окружности, описанной вокруг центра трубной доски, за пределом которой размещение труб невозможно. Для заданного

внутреннего диаметра кожуха предельный внешний диаметр для теплообменников с плавающей камерой с разъемным опорным кольцом и плавающей камерой, которую можно вынимать из кожуха, зависит от давления и от того, развальцовываются или привариваются трубы к трубным доскам. Приваренные трубные концы обуславливают несколько меньший размер предельного внешнего диаметра, чем развальцованные, а для теплообменников с закрепленной трубной доской и U-образными трубами он не зависит ни от давления, ни от способа закрепления концов труб.

Кроме отмеченных выше факторов заводы-изготовители производят теплообменники с разными зазорами и элементами конструкции.

Е. Количество труб. Число труб, которое можно разместить при данном внутреннем диаметре кожуха и заданных внешнем диаметре трубы и шаге между трубами, определяется следующими факторами:

типом теплообменника, который определяет предельный внешний диаметр, как показано выше;

числом ходов в трубном пучке. По мере возрастания числа ходов растет площадь, занятая трубным пучком, где трубы разместить нельзя;

диаметром патрубка. При внутреннем размещении отражательной пластины необходимо обеспечить соответствующую площадь проходного сечения, как это описано в п. С. Чем больше диаметр патрубка, тем меньше труб можно разместить. При внешнем размещении пластины число труб не зависит от диаметра патрубка;

стяжками, распорками, уплотнительными устройствами. Для их размещения требуется место;

креплением концов труб. Способ крепления влияет на предельный внешний диаметр (см. п. D). Кроме того, может потребоваться большее расстояние между центрами труб в трубном пучке в случае сварки их концов, что еще больше уменьшит число труб;

давлением. Оно влияет на предельный внешний диаметр для теплообменников с плавающей головкой (см. п. D);

закругленными трубными досками. Если в трубной доске по периферии находятся закругленные раструбы для приваривания к кожуху или головке, предельный внешний диаметр может уменьшиться, так как трубы нельзя размещать в закругленной части доски;

вращаемыми пучками. Они поворачиваются на 180°, чтобы выровнять износ на входе кожуха. Если оставлено место для внутреннего крепления отражательной пластины, аналогичное пространство должно быть оставлено с противоположной стороны пучка, что приводит к уменьшению числа труб.

Из-за большого числа факторов нельзя составить точные таблицы по количеству труб для всех условий.

Ф. Расположение патрубков на кожухе. На рис. 1, § 5.2.2, показаны различные способы расположения патрубков на кожухе (типы E, F, G, H, J, K и X). Кожух типа E с двумя патрубками по одному с каждого конца представляет собой наиболее общий случай. Назначения кожухов типов F и K описаны в п. С и H, § 5.2.3.

Когда основной конструктивной проблемой являются уменьшение потерь давления в межтрубном пространстве, то целесообразно использовать кожух типа J с разделенным потоком, значительно снижающий эти потери, и выбирать между двумя конфигурациями: с двумя входами и одним выходом либо с двумя выходами и одним входом. Для уменьшения диаметров патрубков обычно первая из них используется для конденсации, а вторая — для испарения.

В кожухе типа X с поперечным обтеканием теплоносителя в межтрубном пространстве выполняется один ход поперек всего пучка, который, за исключением коротких конструкций, поддерживается полностью круговыми опорами. Если требуется, можно установить дополнительные круговые опоры, сквозь которые проходят все трубы, обеспечивая, таким образом, дополнительное крепление и уве-

Продолжение

личивая собственную частоту колебания труб при неизменных интенсивности теплообмена и потерях давления. Кроме устранения вызываемой потоком вибрации кожух типа Х может обеспечить решение проблем, связанных с потерями давления. Пучок обычно имеет плоскую форму сверху и внизу, что обеспечивает соответствующие площади проходного сечения, имеющие форму сегментов до входа и выхода потока. Для уменьшения диаметра патрубков может потребоваться до четырех патрубков как сверху, так и внизу кожуха (в зависимости от его длины). В верхней части пучка может потребоваться перфорированная по всей длине распределительная пластина для распределения потока жидкости в межтрубном пространстве.

Кожухи типов G и H применяются главным образом для специальных случаев конденсации и кипения, когда коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве не зависит от скорости жидкости. У обоих аппаратов имеются продольные перегородки (см. рис. 1, § 5.2.2), как описано в п. С, но они обычно не уплотняются по краям.

Хотя в кожухе типа G можно использовать обычные поперечные перегородки, часто применяют одну полностью круговую опору, расположенную в середине осевой линии патрубков. Кожух типа H эквивалентен двум кожухам типа G, соединенным встык, и в этом случае требуются три полные круговые опоры по одной в каждом кожухе типа G и одна в середине всего пучка труб. Из анализа максимального шага между перегородками (см. п. С) следует, что кожухи типов G и H со стальными трубами внешним диаметром 19,05 мм, например, не могут иметь длину соответственно больше 3048 и 6096 мм. Использование полностью круговых опор в этих кожухах обуславливает преимущественное продольное, а не поперечное течение теплоносителя в межтрубном пространстве и тем самым снижает потери давления.

Чтобы увеличить подогрев конденсата, продольные перегородки иногда перфорируют таким образом, чтобы позволить конденсату из верхней половины пучка стекать на трубы, расположенные на его нижней половине. Кожухи типов G и H часто используют как горизонтальные термосифонные испарители, в которых создается соответствующее пространство в верхней части пучка, чтобы обеспечить свободный проход парожидкостной смеси.

G. Направление течения жидкостей. Для работы теплообменников безразлично, холодный или горячий теплоноситель течет в межтрубном пространстве. Исключения составляют теплообменники специального назначения, например испаритель котлового типа, в котором в межтрубном пространстве должен течь холодный теплоноситель. Если отсутствуют проблемы, связанные с загрязнением, высоким давлением или применением специальных материалов, целесообразно рассмотреть течение как холодного, так и горячего теплоносителей для сравнительной оценки стоимости теплообменников.

Если для одного из теплоносителей требуется использование дорогого материала из-за его коррозионной стойкости или прочности при высоких температурах, удобно направить этот теплоноситель по трубам. Стоимость такого теплообменника ниже, чем теплообменника, вся поверхность кожуха которого выполнена из дорогого материала. Если один из теплоносителей находится под высоким давлением, его также удобно направить по трубам: это экономичнее, чем делать толстостенный кожух; кроме того, необходимо увеличивать толщину трубы, чтобы противостоять высокому внешнему давлению.

При выборе потока теплоносителя используются следующие правила:

Трубы	Межтрубное пространство
Загрязнения трубы (кроме U-образных труб)	Нижнее значение расхода теплоносителя
Коррозия	Применять вязкую жидкость

Высокое давление

Высокая температура

Обеспечивается низкий коэффициент теплоотдачи
Используются оребренные трубы

Однако часто возникают противоположные требования, и необходимо определить другие конструкции с изменением способа течения теплоносителя для определения лучшего.

5.2.6. Особенности конструирования и изготовления

A. Цилиндрические части. Цилиндрическая часть кожуха должна быть прямой и не иметь вмятин, с тем чтобы пучок труб можно было плотно вставить в нее. Большинство цилиндрических частей кожухов и головок с внутренним диаметром более 450 мм сворачивается из пластины, и полный цилиндр кожуха может состоять из нескольких небольших цилиндров, сваренных встык. Если форма сечения искажается, отдельные цилиндры повторно вальцуются после сваривания продольных швов. Продольные швы примыкающих цилиндров всегда располагаются зигзагообразно. Внутренний диаметр свернутого кожуха не должен превышать расчетный диаметр более чем на 3,2 мм, определяемый измерением окружности. Все внутренние сварные швы делаются заподлицо с поверхностью цилиндра.

При приваривании больших патрубков к кожуху может возникнуть опускание в месте соединения патрубка к кожуху, и, для того чтобы избежать этого, необходимо применить некоторые меры, такие, как использование временных жестких креплений. Опускание уменьшает диаметр кожуха в месте соединения патрубка и кожуха и вызывает необходимость соответствующего уменьшения размера перегородки. Увеличенный зазор между кожухом и перегородкой может снизить тепловую эффективность теплообменника.

При диаметре кожуха меньше 450 мм вместо свернутой пластины применяют стандартные трубы. В зависимости от возможностей изготовителя при толщинах более 80 мм или больших отношениях толщины к диаметру может оказаться необходимым использовать вместо свернутых кованые цилиндры.

Если применение дорогостоящего металла для цилиндра продиктовано соображениями коррозионной стойкости, цилиндр делается из выбранного металла (если его толщина меньше примерно на 15 мм). При более высоких значениях толщины следует рассмотреть возможность применения плакированного металла, имеющего меньшую стоимость. Плакированный металл обычно состоит из стальной пластины, толщина которой выбирается в зависимости от давления и температуры и которая покрыта слоем антикоррозионного металла толщиной около 3 мм. Покрытие наносится взрывным методом, прокаткой или наложением сварных швов.

Нормы ТЕМА рекомендуют минимальные толщины цилиндрических частей кожуха и головки, которые зависят от диаметра цилиндра, металла и класса ТЕМА. Для класса R при выборе толщины можно руководствоваться следующими соотношениями:

Диаметр кожуха, мм	Толщина, мм	
	углеродистых и низколегированных сталей	легированных сплавов
330—717	9,5	4,8
762—991	11,1	6,4
1016—2032	12,7	7,9
2057—2540	12,7	9,5

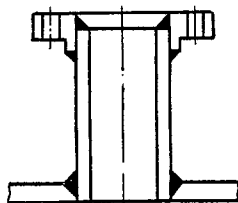


Рис. 1. Фланец на свободном конце патрубка

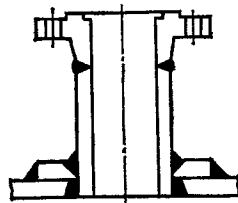


Рис. 2. Фланец, приваренный к шейке патрубка

В. Головки. Головки типа крышек изготавливают из выпуклых полуэллипсоидных, торосферических и полусферических элементов, причем последние используются главным образом при высоких давлениях, поскольку такие формы обеспечивают меньшую толщину стенки по сравнению с другими формами. Минимальная толщина крышек обычно такая же, как и у цилиндров.

Крышки плавающих головок выгибаются до получения сферической формы и должны располагаться так, чтобы поперечная площадь проходного сечения между ходами многоходового теплообменника класса R по нормам ТЕМА по крайней мере в 1,3 раза превышала площадь проходного течения через трубы одного хода. Для других классов этот множитель равен 1,0. Для одного хода трубы глубина у центральной линии патрубка не должна быть меньше одной трети диаметра патрубка.

Хотя большинство плавающих головок, имеющих форму бобин и колпаков, изготавливается из листов, иногда используют литые головки, применение которых ограничено условиями безопасной работы при низких давлениях и, в частности, при охлаждении водой. Наиболее часто применяются литые камеры из чугуна, стали и алюминиевого сплава бронзы.

Если требуется антикоррозионный металл, имеющий высокую стоимость, следует изучить возможность применения плакированного металла (см. п. А). Кроме того, для снижения стоимости следует изучить возможность использования в головках из углеродистой стали неметаллов, таких, как синтетические материалы или резиновые изделия на основе эпоксидных и феиольных материалов.

С. Патрубки. Большинство патрубков представляет собой отрезок стандартной трубы, приваренной к кожуху или цилиндру камеры с одного конца и к свободному фланцу с другого конца (рис. 1) или к шейке фланца патрубка (рис. 2). При умеренных условиях работы усиление отверстия патрубка, если это требуется, производится посредством усиливающей подкладки, как это показано на рис. 2. При сложных условиях работы, когда желательно свести к минимуму число сварных швов и устранить усиливающие подкладки, можно использовать кованые самоусиливающиеся патрубки с длинной сварной шейкой (рис. 3), где основное усилие приходится на самую цилиндрическую часть патрубка. Можно использовать изогнутые кованые патрубки (рис. 4). В этом случае усиление происходит за счет стенки патрубка, которая профилируется у основания для того, чтобы приварить ее встык пря-

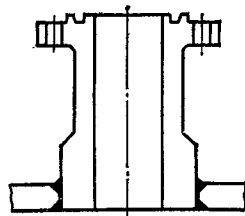


Рис. 3. Самоусиливающийся патрубок с длинной сварной шейкой

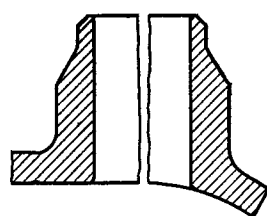


Рис. 4. Изогнутый кованый патрубок

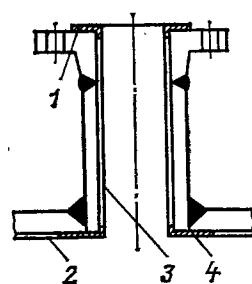


Рис. 5. Патрубок с втулкой: 1 — наплавка сваркой; 2 — покрытие; 3 — втулка патрубка; 4 — наплавка сваркой

мо к цилиндру и, таким образом, сделать возможной проверку шва между кожухом и патрубком.

В случае плакированных металлами цилиндров цилиндрическую часть патрубка и фланец можно снабдить фланцевой прокладкой из углеродистой и низколегированной стали, а изнутри к цилиндру приварить антикоррозионный металл. Другой способ предполагает установку тонкого обработанного вкладыша из антикоррозионного металла в цилиндр патрубка (рис. 5).

При высоких давлениях фланец патрубка применяют редко. Обрезанный конец, как показано на рис. 3, § 5.2.4, обеспечивает непосредственную сварку с трубопроводом.

Д. Фланцы.

Усиленные фланцы. Фланцы кольцевого типа, показанные на рис. 6, применяются при благоприятных условиях работы и могут быть вырезаны из листа или получены в виде прокатанных или кованых колец. При больших диаметрах, давлениях и температурах применяется фланец с приваренной горловиной (рис. 7), поскольку для этого типа требуется меньше сварочных операций, которые легко осуществить автоматическими способами; кроме того, подгонка его проще. Такие фланцы могут быть получены в виде прокатанных или кованых колец.

При использовании плакированных цилиндрических частей патрубка на поверхность прокладки и внутреннее отверстие фланца наваривается коррозионно-стойкий металл (рис. 8).

При использовании дорогостоящего металла, который нельзя наварить на углеродистую или низколегированную сталь, применяют фланцы, которые крепятся через накладку (рис. 9). Цилиндр и накладка выполняются из дорогостоящего металла, а свободный опорный фланец — из углеродистой или низколегированной стали.

Плавающая головка. Фланцы плавающих головок и опорные кольца также получают в виде прокатанных или кованых колец. При диаметрах меньше 450 мм применение выпуклой плавающей камеры часто экономичнее, чем использование обычного фланца и приваренной выпуклой крышки плавающей камеры. Вместо отдельного фланца и выпуклой крышки фланец с плоской крышкой изготавливается из листа или кованого диска.

Прокладки. Во всех классах норм ТЕМА используют прокладки из асбеста или металла для всех соединений плавающей головки независимо от давления и для всех внешних соединений при давлениях больше 2 МПа. При

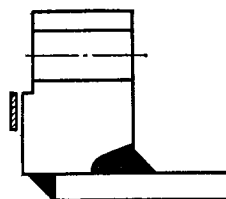


Рис. 6. Фланец кольцевого типа

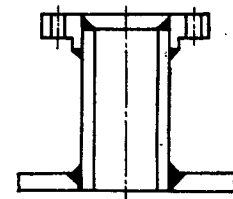


Рис. 7. Фланец со сварной шейкой

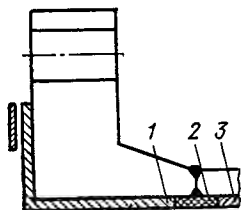


Рис. 8. Фланец с покрытием;

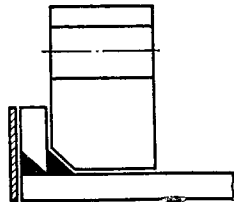
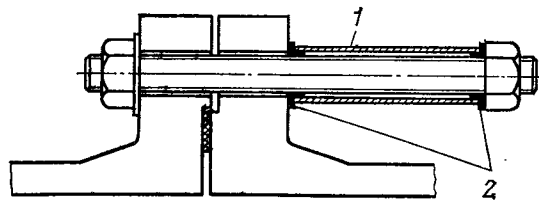
1 — наплавка сваркой;
2 — вставка сварная; 3 — покрытие

Рис. 9. Фланец, уплотняемый через накладку

Рис. 10. Болт с удлинительными втулками;
1 — втулка; 2 — уплотнительные манжеты

меньших давлениях прокладки для теплообменников класса R должны быть металлоасбестовыми или металлическими, если в качестве теплоносителя используются углеводороды; в других случаях прокладки из асбеста или резины допустимы для теплообменников всех классов. Спиральные прокладки можно применять в любых условиях. Следует избегать применения прокладок, изготовленных из нескольких кусков. Если металлические прокладки изготавливаются из нескольких кусков, сварные швы должны быть равными и термически обработанными, а прокладку необходимо перед использованием проверить на жесткость.

Минимальная ширина периферийного кольца прокладки составляет 9,5 мм для диаметров меньше 580 мм и 12,5 мм для больших диаметров. Ширина нажимного зуба может быть в обоих случаях меньше на 3 мм.

Болтовые соединения. Затягивание болтов малого диаметра или болтов, имеющих низкий предел прочности, необходимо производить с осторожностью, чтобы избежать перенапряжений болтов и фланца. Иногда, когда используются болты с низким пределом прочности (например, из нержавеющей стали), применяют временные болты из низколегированной стали для промежуточных гидростатических испытаний, а болты с низким пределом прочности не применяют до тех пор, пока не произведена последняя сборка. Когда применяют болты диаметром более 50 мм, затянуть их вручную трудно, поэтому применяют специальные гидравлические приспособления или методы электрического нагрева.

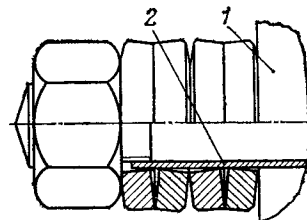
Приспособление для затягивания болтов представляет собой гидравлический цилиндр, прикрепленный к каркасу, который надевается сверху на болт и сжимает его выше гайки. Поэтому болты должны выступать на длину по крайней мере в один диаметр, и расстояние между ними должно быть достаточным для установки каркаса. Когда цилиндр подвергается воздействию давления, болт вытягивается, и гайка закручивается вручную. Приспособление регулируется таким образом, чтобы болт вытягивался на любую заранее заданную длину. Можно установить дополнительное приспособление для того, чтобы производить затягивание нескольких болтов одновременно.

При электрическом нагреве на всю длину каждого болта просверливается центральное отверстие, чтобы установить электрический нагревательный элемент. Нагревание расширяет болт, и при достижении заранее заданного значения гайка закручивается вручную. Чтобы компенсировать ослабление болтов из-за сверления, их необходимо делать большего диаметра. Вся операция занимает много времени из-за длительности нагревания и охлаждения.

Воздействие температуры при различных значениях термических коэффициентов линейного расширения фланцев и болтов во время работы может вызывать утечки в соединении в результате ослабления болтов. Следует проверить возможность такой утечки не только в условиях эксплуатации, но и при пуске, остановке, чистке и, если утечка возможна, применить удлиненные втулки (рис. 10) или пружинящие шайбы (рис. 11).

Рис. 11. Болт с пружинящими шайбами:

1 — фланец; 2 — выравнивающая полипропиленовая втулка



Особое внимание следует обратить на соединения в неподвижных трубных досках теплообменников типов А и В, в которых трубная доска зажимается болтами между фланцами кожуха и головки (рис. 3, § 5.2.3). Если фланцы, трубная доска и болтовое соединение имеют разные термические коэффициенты линейного расширения или если они работают при разных температурах, может возникнуть утечка как во внутренних, так и в периферийных соединениях. Один из способов решения проблемы заключается в сварке трубной доски с цилиндрическими частями кожуха и головки. Однако чтобы дать возможность вынимать пучок труб, фланцы располагают в кожухе на расстоянии около 300 мм от трубной доски (см. верхний пучок на рис. 13, § 5.2.3). Проблема обеспечения плотного соединения значительно упрощается, так как фланцы кожуха изготовлены из одинакового металла и находятся при одинаковой температуре, поэтому никакой внешней утечки у трубной доски не возникает. Фланцевый цилиндр кожуха, трубная доска и неподвижная головка образуют единое целое соединение, которое вынимается вместе с пучком труб после снятия фланцев кожуха.

Если имеется несколько ходов труб, может возникнуть необходимость создания между ними замкнутого пространства (см. рис. 3, § 5.2.2), чтобы избежать внутренней утечки (см. п. В, § 5.2.5).

Е. Трубные доски. В зависимости от режима работы и выбранного металла трубные доски толщиной менее 100 мм делают из листа, но при больших толщинах или при тяжелых условиях эксплуатации они изготавливаются из кованных дисков. Если трубные доски изготавливаются не из углеродистых или низколегированных сталей, следует предусмотреть использование лакирующего металла. Этот способ может оказаться экономичнее, особенно при больших диаметрах и толщинах.

Плакированная трубная доска состоит из опорной пластины, выполненной из углеродистой или низколегированной стали, с толщиной, необходимой для заданных расчетных значений температуры и давления, и покрытой слоем требуемого металла. Покрытие имеет толщины соответственно 9,5 и 3 мм для нескольких ходов и одного хода в трубом пучке. Хотя лакирующий металл может быть наварен, широко применяют трубные доски с взрывным напылением, поскольку этот способ обеспечивает высокоэффективную связь без загрязнения покрытия основным металлом. Кроме того, взрывное напыление обеспечивает намного больше комбинаций лакирующих и основных металлов по сравнению с процессом нанесения слоя сваркой.

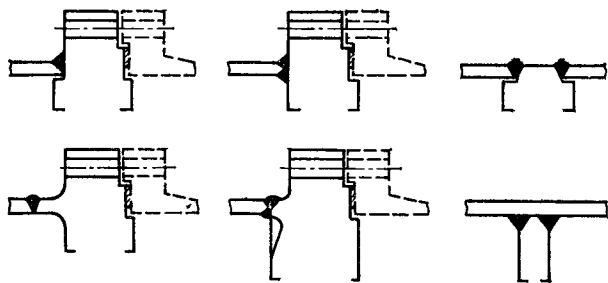


Рис. 12. Типичные соединения между кожухом и трубной доской

Использование плакированных трубных досок становится существенным тогда, когда нет металла, коррозионно-стойкого к теплоносителям в межтрубном пространстве и в трубном пучке, или стоимость его слишком высока.

В нормах ТЕМА рекомендуются допуски на диаметры отверстий для труб, шаг между отверстиями и смещение отверстий при сверлении. Допуски на диаметры отверстий обеспечивают стандартную и специальную плотную подгонку труб, причем последняя рекомендуется для труб, работающих в тяжелых условиях. Отверстия сверлятся, раззенковываются, и с краев снимается фаска, чтобы избежать повреждений. Каждая пара трубных досок теплообменников с двойными трубными досками должна просверливаться вместе; отверстия в трубных досках могут высверливаться с помощью шаблона и совмещаться на всех этапах изготовления.

Минимальные толщины трубных досок определяются по нормам ТЕМА, и для класса R общая толщина минус допуск на коррозию не должна быть меньше, чем внешний диаметр трубы. Некоторые изготовители могут применять большие минимальные толщины, чтобы уменьшить дефекты при закреплении концов труб.

Типичные соединения кожуха и трубной доски показаны на рис. 12.

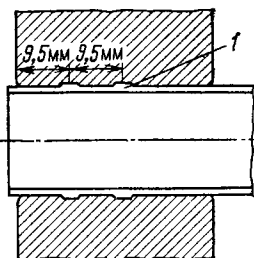


Рис. 13. Стандартная развальцовка трубы:
1 — канавки шириной 3,2 мм и глубиной 0,4 мм

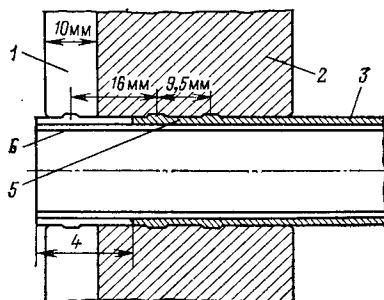


Рис. 14. Развальцовка биметаллического соединения:
1 — покрытие из цветного металла; 2 — стальная трубная доска; 3 — стальная наружная труба; 4 — муфта из цветного металла (длиной 20 мм); 5 — канавки шириной 3,2 мм и длиной 0,4 мм; 6 — внутренняя труба из цветного металла

Ф. Крепление концов труб.

Развальцовка. Наиболее обычным способом крепления концов труб является развальцовка, при которой сила, возникающая от вальцовочного инструмента, деформирует трубу в радиальном направлении с образованием механического уплотнения между трубой и отверстием. Раззенкованное отверстие представляет собой почти оптимальные условия для такого соединения. При давлениях выше 2 МПа или температурах выше 180°C для всех классов трубных досок по нормам ТЕМА необходимо сделать по крайней мере две расширительные канавки 3,2 мм шириной и 0,4 мм глубиной. При более низких температурах и давлениях канавки не обязательны для класса C, однако некоторые изготовители делают их для всех развальцованных концов труб. Канавки обеспечивают осевую прочность и заделывают все неровности поверхности трубы.

Характеристика детали для одинарной и биметаллической труб показана соответственно на рис. 13, 14.

На операцию развальцовывания не существуют нормы расчета. Хотя у каждого изготовителя есть свои индивидуальные методы и критерии, считается, что развальцовка, которая ведет к утонению стенки трубы на 3—7%, дает прочное соединение. Однако при специальных комбинациях трубы и трубной доски может потребоваться ряд испытаний до начала процесса развальцовки для определения оптимальной степени развальцовки. Недостаточная развальцовка приводит к утечке через соединение при испытаниях, и единственным средством является небольшая дополнительная развальцовка, пока соединение не будет выдерживать давление. Излишняя развальцовка представляет собой более серьезное нарушение, поскольку при этом может искривиться отверстие трубы и она будет подвержена коррозии. Очень важно, чтобы развальцовка трубы не распространялась дальше, чем на 3 мм от внутренней поверхности трубной доски, чтобы избежать выпучивания трубы.

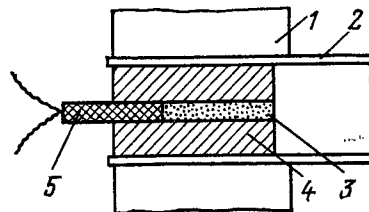
Взрывное вальцевание. При взрывном вальцевании взрывной заряд помещается внутри трубы в толще трубной доски. Под действием детонации труба деформируется в радиальном направлении, пока не подойдет плотно под отверстие. При различных комбинациях трубы и трубной доски или с толстостенными трубами можно получить прочные соединения, чего трудно достичь обычным вальцеванием. Процесс взрывного вальцевания не зависит от состояния трубы и отверстия и может применяться при бесформенных, больших и загрязненных отверстиях. По этой причине действующие теплообменники с развальцованными или приваренными концами труб с постоянными утечками могут быть отремонтированы взрывными средствами без нарушения труб, а в некоторых случаях непосредственно на заводе.

Принцип взрывного вальцевания показан на рис. 15. Изменения зазоров, определенных в п. А, § 5.2.5, не требуется, но внутренний диаметр трубы не должен быть меньше 10 мм. При отсутствии указанных выше причин взрывное вальцевание из-за его высокой стоимости не оправдано там, где обычное вальцевание дает удовлетворительные результаты.

Дуговая сварка — внешняя поверхность. В зависимости от диаметра труб, толщины и сорта металла развальцованное соединение может выдерживать давления примерно 25 МПа при гидростатических испытаниях. Однако условия,

Рис. 15. Развальцовка труб с помощью взрыва:

1 — трубная доска;
2 — труба; 3 — заряд;
4 — пластиковое уплотнение; 5 — детонатор



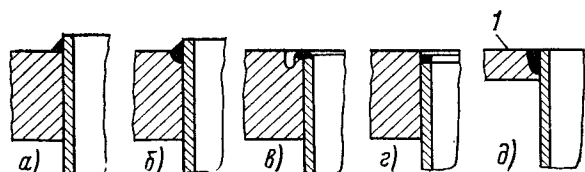


Рис. 16. Типичная сварка концов труб:

а — шов валиком; б — шов валиком с канавкой; в — зубчатый шов; г — утопленный шов; д — шов в котле-утилизаторе отходящей теплоты; 1 — горячий конец (тонкая трубная доска)

при которых проводятся испытания, легче рабочих условий, когда ослабление развальцованного соединения возникает в результате колебаний давления и температуры, а также вибрации. Сварку концов труб следует производить тогда, когда необходимо избежать утечки, особенно если на концах труб может возникнуть тепловой удар или они подвержены циклическому нагреву, воздействию вибрации или большого перепада давления (например, 6 МПа). Сварка также является наилучшим способом крепления при использовании толстостенных труб и работе в напряженных условиях.

Характерные способы сварки с внешней поверхностью трубной доски показаны на рис. 16. Требования современной практики таковы, что не следует делать развальцовки конца трубы перед сваркой, так как в этом случае шов получается пористым. Кроме того, следует избегать сильного вальцевания после сварки, когда развальцовочные канавки не требуются. Однако небольшая развальцовка в стороне от сварного шва, вполне достаточная для более тесного контакта с отверстием, рекомендуется в тех случаях, когда возможно возникновение щелевой коррозии или вибрации.

Взрывная сварка аналогична взрывному вальцеванию. Принцип ее показан на рис. 17. Различные комбинации металлов трубы и трубной доски, которые нельзя сваривать обычными методами, можно сварить взрывным способом. Соединение, сваренное таким способом, превосходит обычно сваренное по всем параметрам: по прочности, устойчивости к давлению. Если передняя часть трубы сварена взрывным способом в соответствии с рис. 17, а остальная часть развальцована взрывом в соответствии с рис. 15, эта комбинация представляет собой соединение исключительной надежности.

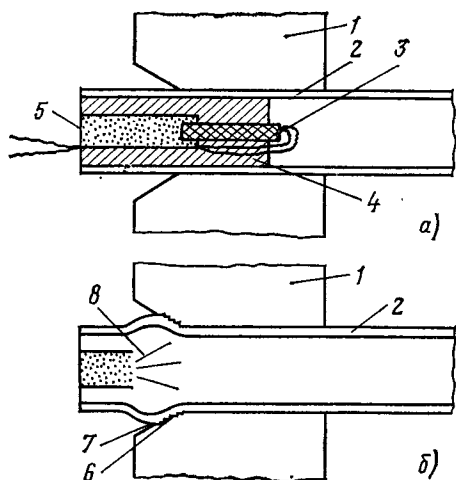


Рис. 17. Сварка концов труб с помощью взрыва:

а — до детонации; б — во время взрыва; 1 — трубная доска; 2 — труба; 3 — детонатор; 4 — пластиковое уплотнение; 5 — заряд; 6 — сварная часть трубы; 7 — расплавленная струя металла; 8 — взрыв

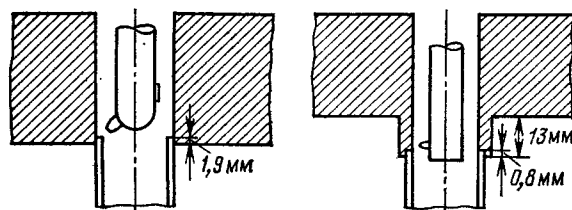


Рис. 18. Сварка концов труб изнутри (размеры для трубы с наружным диаметром 19 мм)

Взрывная сварка стоит дороже любого другого способа крепления и требует большей высоты выступающей части трубы, которая зависит от толщины стенки трубы и приблизительно равна 9 мм при толщине 1,24 мм, 11 мм при толщине 1,64 мм и 13 мм при толщине 2,11 мм. Выступающие части трубы могут быть уменьшены путем утонения и вырезания стенки трубы на участке сварки.

Дуговая сварка — внутренняя поверхность. Во всех случаях крепления концов труб, описанных выше, всегда существует отрезок трубы длиной от 3 до 5 мм, который не контактирует с отверстием на внутренней поверхности трубной доски. Как показано в п. 6, бесполезно пытаться заделать этот зазор, в котором может возникнуть щелевая коррозия, с помощью развальцовки.

Щелевую коррозию можно исключить, если приварить трубы к внутренней поверхности трубной доски, причем сварка ведется в отверстие вниз от фронтальной поверхности. Два способа такой сварки показаны на рис. 18. Качество сварных швов может полностью контролироваться, а в случае использования толстостенной трубной доски такой способ сварки приводит к значительной экономии стоимости труб.

Г. Компенсаторы (сифоны). В кожухе теплообменника с закрепленной трубной доской или в плавающем конце одноходового теплообменника с плавающей головкой могут потребоваться сифоны. Существует множество подобных устройств, но общими являются три типа — с толстой стенкой, с тонкой стенкой и со стенкой средней толщины.

Толстостенные сифоны обычно используются в кожухе теплообменников с фиксированной трубной доской и изготавливаются из пластины такой же толщины и такого же металла, что и цилиндрическая часть кожуха (рис. 19). Полный гофр сифона собран из ряда сегментов, сваренных продольно вместе без какого-либо периферийного сваривания в самом гофре. Толщина обычно изменяется от 4 до 13 мм при ширине гофра от 100 до 150 мм, но вследствие жесткости перемещение одного гофра находится в пределах от 2 до 5 мм. Можно допустить большие перемещения, если увеличить число гофр, но это будет дороже, чем в случае одного гофра с тонкой стенкой. Главное преимущество такой конструкции заключается в том, что можно легко работать со всем теплообменником, не заботясь о защите сифонов или о стягивающих стержнях.

Тонкостенные сифоны, показанные на рис. 20, имеют гофры из нержавеющей стали или сплава инколой, образованные холодной формовкой, прокаткой или гидравли-

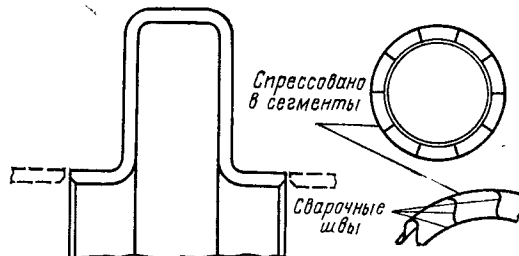


Рис. 19. Толстостенные сифоны

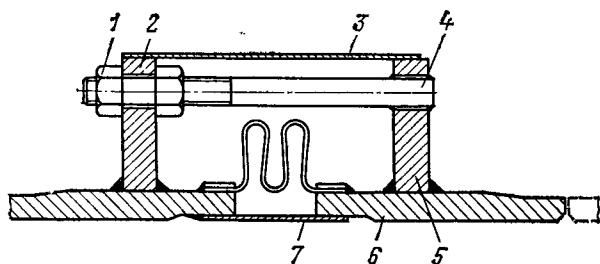


Рис. 20. Тонкостенные сильфоны:

1 — гайка после установки; 2 — установка винтов; 3 — наружный чехол, свободный у конца; 4 — ограничительные болты; 5 — ограничительный фланец; 6 — выступы (из того же металла, что и обечайка кожуха); 7 — внутренний чехол

ческим прессованием. Ширина гофра от 24 до 75 мм с толщиной от 0,5 до 2 мм, хотя для высоких давлений используют многослойные конструкции. Использование такого сильфона более предпочтительно, чем толстостенного. Недостатком его является то, что он требует постоянного осторожного обращения; поэтому обычно применяют защитные втулки как изнутри, так и снаружи. Существенно также то, что необходимы ограничивающие стержни для придания всей конструкции жесткости при работе. При установке ограничивающие стержни необходимо ослабить, чтобы обеспечить осевые перемещения сильфона вследствие теплового расширения. Сильфоны со средней толщиной стенки, полученные горячей формовкой, являются промежуточным вариантом между толсто- и тонкостенными; они более гибки, чем толстостенные, и более прочны, чем тонкостенные. Материалом является обычно хромомолибденовый сплав или нержавеющая сталь толщиной от 2 до 4,5 мм с высотой гофра от 50 до 63 мм.

Н. Гидростатические испытания. Если концы труб привариваются, сварные швы испытываются с помощью воздуха при низком давлении или галогенами при давлении в межтрубном пространстве около 0,07 МПа до проведения окончательных гидростатических испытаний. Ремонт сварных концов труб производить проще, если их концы до сварки не контактировали с водой. Если используется многоступенчатая проверка качества сварки концов труб, необходимо проверять каждый ход труб последовательно, после чего теплообменник необходимо испытать водой, чтобы проверить прочность всех сварных швов, концов труб и уплотнительных соединений. Трубы и межтрубное пространство теплообменника должны испытываться независимо при своих расчетных давлениях; если теплообменник рассчитан на определенный перепад давления, в этом случае обе полости поддавливаются вместе с соблюдением осторожности, чтобы не превысить заданный перепад давления.

Изготовители предпочитают испытывать заделку концов труб с внешней стороны, что позволяет проверить ее прочность и обнаружить утечки. Это возможно, если испытательное давление в межтрубном пространстве больше или равно давлению в трубах. Для противоположного случая потребитель может потребовать, чтобы трубные концы проверялись давлением изнутри, что означает, что вынутый трубный пучок должен проходить испытания вне кожуха. При этом утечки обнаруживаются по просачиванию воды на внутреннюю поверхность трубной доски, но четкое обнаружение действительных утечек более затруднено, особенно при обычно применяемых конфигурациях труб. Изготовители пытаются свести к минимуму повторную развальцовку труб, но полностью избежать этого не удается. Поврежденные прямые и внешние U-образные трубы вынимаются и заменяются, если это возможно; в противном случае они заглушаются. Внутренние U-образные тру-

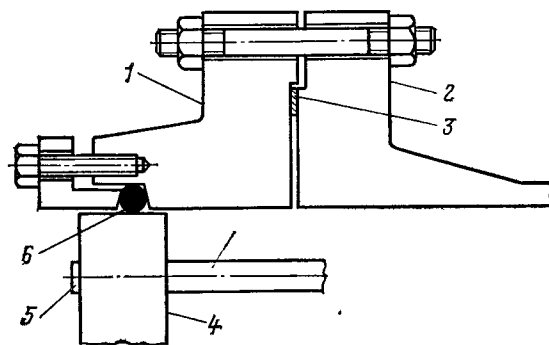


Рис. 21. Фланец и сальник для испытания теплообменника с плавающей головкой:

1 — фланец и сальник для проведения испытаний; 2 — фланец кожуха у задней головки; 3 — испытательная прокладка; 4 — плавающая трубная доска; 5 — окно для наблюдения за утечками; 6 — уплотнительная набивка

бы должны быть заглушены. Применяется также взрывная заглушка для тяжелых условий работы.

Испытания теплообменников с закрепленной трубной доской подразумевают выполнение только двух проверок. Межтрубное пространство подвергается воздействию давления первым при убранной камере или крышке камеры, чтобы проверить сварку кожуха, трубные концы. Если теплообменник не предназначался для заданного перепада давления, межтрубное пространство осушается, головка подгоняется и трубы испытываются давлением, чтобы проверить сварку головки и все уплотнительные соединения с прокладками. Хотя при этом вторично проверяются концы труб, утечки могут быть обнаружены по просачиванию жидкости со дна патрубков.

Чтобы испытывать пучки аппаратов с плавающими головками типов S и T внутри кожуха при необходимом давлении снаружи труб, требуются специальный фланец и сальник (рис. 21). Это позволяет проверить концы труб с внешней стороны плавающей трубной доски. Конструкции теплообменников с плавающими головками типов W и R имеют встроенный фланец для испытания и сальник. Следует заметить, что для испытания пучков типа T внутри кожуха с использованием проверочных фланца и сальника болтовые отверстия в плавающей трубной доске должны быть временно заглушены. Если нет фланцев на задней головке, проверочные фланец и сальник использовать нельзя, так же как и для испарителей типа котла T. Иногда в этих случаях делают разделительный проверочный кожух.

При испытании любого съемного пучка внутри кожуха (при проверочном давлении снаружи труб) необходимо выполнить соединение кожуха с неподвижной трубной доской, чтобы поддерживать давление в межтрубном пространстве. Необходимо также иметь доступ к внешней поверхности неподвижной трубной доски, чтобы проверить концы труб. Головки бобинного типа в отличие от головок типа колпака удовлетворяют этим требованиям. Если трубная доска не имеет фланцев, необходимо заменить головку крышечного типа специальным испытательным кольцом или опорным фланцем со стороны труб, чтобы обеспечить соединение кожуха и трубной доски.

Для проверки пучка вне кожуха с давлением в трубах необходимо сделать соединение между неподвижной головкой и неподвижной трубной доской, чтобы поддерживать давление в трубах. Если трубная доска не имеет фланцев или составляет одно целое с головкой, потребуются аналогичное проверочное кольцо в межтрубном пространстве у неподвижной трубной доски.

Процедура испытания теплообменника с плавающей головкой типа S приведена на рис. 22, на котором показано

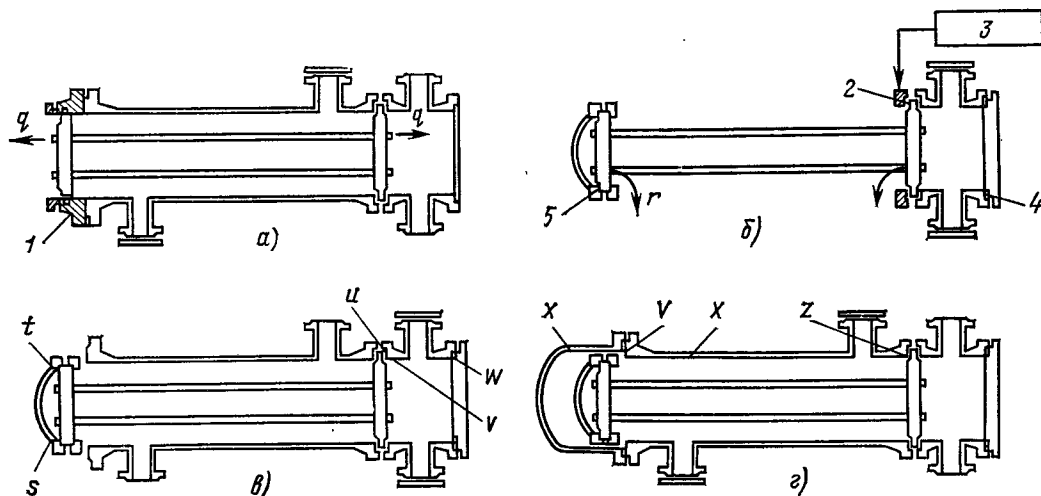


Рис. 22. Гидравлическое испытание теплообменника с плавающей головкой с опорным разъемным кольцом:

a — давление в кожухе, установлены испытательные прокладки, давление в межтрубном пространстве равно давлению в трубном пучке (цель — проверить расширение трубного пучка и отдельных труб *q*); *б* — давление в трубах больше, давление в трубном пространстве (цель — проверить расширение трубного пучка и отдельных труб *q*); *в* — давление в трубах, рабочие прокладки установлены (цель — проверить сварку крышки плавающей головки *s*, соединение крышки к плавающей головке *t*, соединение между каналом головки и трубной доской *u*, сварку канала головки *v*, соединение между каналом головки и крышкой *w*); *г* — давление в кожухе, рабочие головки установлены (цель — проверить сварку кожуха и крышки кожуха *x*, соединение между кожухом и крышкой кожуха *y*, соединение между кожухом и трубной доской *z*); 1 — фланец и сальник для проведения испытаний; 2 — испытательная прокладка; 3 — испытательное кольцо; 4 — рабочая прокладка; 5 — испытательная прокладка

специальное кольцо для испытаний. Аналогичная процедура применяется и для других аппаратов со съемными пучками. Если при испытаниях приходится нарушать какое-

либо сальниковое соединение, применяются специальные проверочные прокладки, а рабочие прокладки сохраняются до изготовления окончательных рабочих соединений.

Раздел 5.3

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ: ОБЩИЕ ТИПЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

5.3.1. Механический расчет теплообменников с воздушным охлаждением

Шипс

А. Введение. В настоящее время теплообменники с воздушным охлаждением все шире применяются в процессах теплообмена. Так, например, больше половины рассеиваемой теплоты нефтехимических или нефтеперегонных заводов утилизируется с помощью теплообменников. Такое быстрое развитие обусловлено определенными преимуществами, которыми обладают теплообменники с воздушным охлаждением по сравнению с кожухотрубными и другими типами теплообменников:

эти теплообменники можно установить в любом месте внутри производственного помещения, избегая, таким образом, использования длинных труб как для теплоносителя, так и для охлаждающей воды;

в них отсутствует накипь, которая возникает в кожухотрубном теплообменнике со стороны охлаждающей воды, и, таким образом, отпадает необходимость остановки оборудования для очистки;

исключается химическая обработка охлаждающей воды, приводящая к ее потерям, что характерно для градирен;

стоимость воздушного охлаждения в общем случае меньше, чем стоимость других методов охлаждения теплоносителей с температурой выше 66°C.

В. Теплообменники с воздушным охлаждением классифицируются в первую очередь по расположению вентилятора относительно пучка оребренных труб: вверх (дутье) и вниз по потоку (искусственная тяга).

Можно также классифицировать воздухоохладители по ориентации пучков оребренных труб. Хотя большинство пучков располагается горизонтально или почти горизонтально, имеются крупные установки, в которых пучки установлены в вертикальной плоскости. Кроме того, существуют установки, в которых пучки наклонены под углом 30—45° к вертикали. Их обычно называют воздухоохладителями с А-образной или V-образной рамой в зависимости от ориентации пучка. Классификация может производиться также по способу нагнетания воздуха через трубный пучок. Хотя в большинстве случаев используют осевые вентиляторы, применяют также центробежные воздуходувки и градирни с естественной конвекцией. Применение высоких и больших градирен оправдано только тогда, когда необходимо отвести большое количество теплоты, поэтому их можно видеть только на электростанциях, где они используются как для водяного охлаждения, так и при конденсации пара или охлаждении воды в оребренных трубах.

Еще одним признаком классификации является наличие дополнительных приспособлений для предохранения от замерзания или для регулирования температуры. Обычно на практике используют следующие элементы конструкций и приборы:

вентиляторы, установленные с переменным шагом.

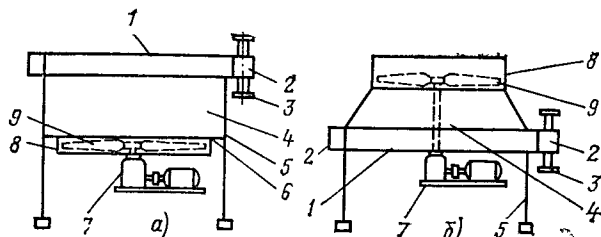


Рис. 1. Типичные элементы теплообменника с воздушным охлаждением:

1 — пучок труб; 2 — коллектор; 3 — патрубок; 4 — вентиляционный короб; 5 — опора; 6 — дека вентилятора; 7 — привод; 8 — направляющее кольцо вентилятора; 9 — вентилятор

Они могут быть использованы не только для изменения расхода воздушного потока, но, если необходимо, и для его реверсирования;

каналы для рециркуляции воздуха. С помощью заградительных стенок и жалюзи можно любое необходимое количество воздуха, протекающего через пучок, повернуть обратно и снова заставить его протекать через пучок. Таким образом, при соответствующем перемешивании можно регулировать температуру воздуха в пучке независимо от того, какой будет температура входящего воздуха. Это особенно важно при использовании вязких и легкозамерзающих жидкостей;

жалюзи. Их можно использовать для регулирования течения воздуха через пучок труб, а также для полного перекрытия потока в случае останова и пуска;

датчики температуры, регуляторы и связанные с ними элементы контроля. Существует несколько регулируемых значений температуры, которые необходимо измерять и которые могут играть важную роль при контроле элементов теплообменника с воздушным охлаждением. Например, необходимо измерять температуру жидкости на входе. Необходимо также измерять температуру воздуха в пучке и температуру окружающей среды. Иногда желательно измерять температуру стенки трубы в определенных точках пучка. Возможны также случаи, когда более быстрое воздействие на изменяющиеся условия можно осуществлять, измеряя не температуру жидкости, а давление в некоторой точке потока при его движении;

двухскоростные двигатели. Иногда возникают ситуации, при которых допускается использование двухскоростных двигателей для регулирования температуры системы. Так как поток воздуха (и отвод теплоты) изменяется дискретно, система должна допускать изменение температуры на выходе. Аналогично, когда имеется множество отсеков в теплообменнике, необходимо избегать нежелательных явлений из-за того, что из одного отсека вытекает более

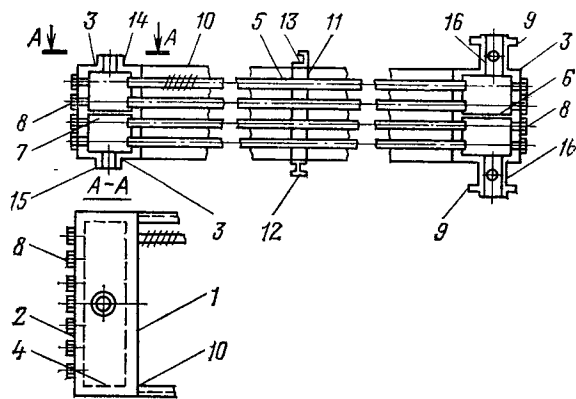


Рис. 2. Типичная конструкция трубного пучка с заглушенными коллекторами:

1 — трубная доска; 2 — заглушка доски; 3 — верхняя и нижняя пластины; 4 — боковые пластины; 5 — труба; 6 — разделительная перегородка; 7 — ребро жесткости; 8 — заглушка; 9 — патрубок; 10 — боковая рама; 11 — распорка трубы; 12 — поперечное сечение опоры трубы; 13 — хомут трубы; 14 — продувка; 15 — дренаж; 16 — штуцер для установки датчиков контроля

холодная жидкость, а из другого — более горячая по сравнению со средней температурой жидкости.

С. Номенклатура теплообменников. Наиболее распространенным руководством в этой области является API 661 — «Теплообменники с воздушным охлаждением, используемые в нефтеперерабатывающей промышленности» [1], второе издание которого вышло в январе 1978 г. В этом издании приведены конструкции теплообменников, часть из которых рассмотрена ниже.

На рис. 1 показаны основные элементы теплообменника с воздушным охлаждением с дутьем и искусственной тягой. На рис. 2 приведена типичная конструкция коллектора с заглушками, используемого более чем в 85% случаев применения теплообменников с воздушным охлаждением. На рис. 3 показаны коллекторы со съемными плоскими крышками и крышками типа колпака. Эти крышки применяются, когда охлаждается жидкость, создающая определенные трудности при эксплуатации, с тем чтобы иметь более легкий доступ к трубам и внутренней полости коллектора. Высококоррозионные жидкости и жидкости с высокой вязкостью — две наиболее часто встречающиеся причины применения таких коллекторов. Если сравнивать эти два типа коллекторов, то чаще всего встречаются коллекторы со съемной плоской крышкой, а коллекторы со съемной крышкой типа колпака используются реже. При-

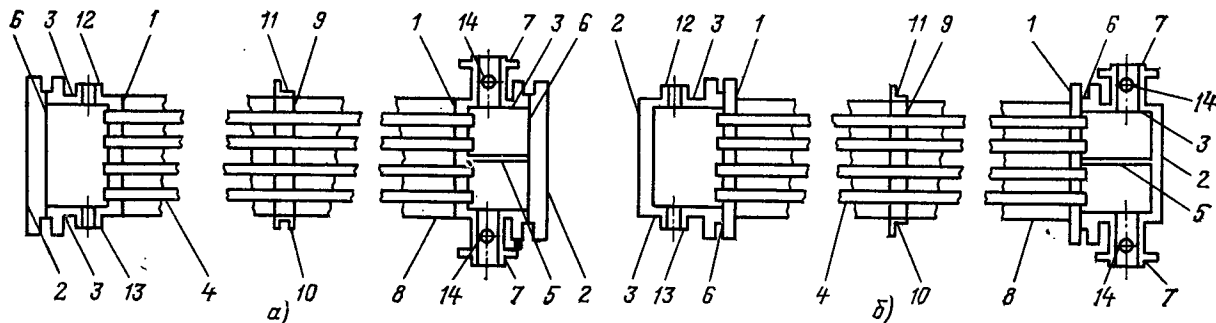


Рис. 3. Типичные конструкции трубных пучков со съемными плоскими крышками коллекторов (а) и со съемными коллекторами типа колпака (б):

1 — трубная доска; 2 — съемная плоская крышка; 3 — верхняя и нижняя пластины; 4 — труба; 5 — разделительная перегородка; 6 — прокладка; 7 — патрубок; 8 — боковая рама; 9 — распорка трубы; 10 — поперечное сечение опоры труб; 11 — хомут трубы; 12 — продувка; 13 — дренаж; 14 — штуцер для установки датчиков контроля

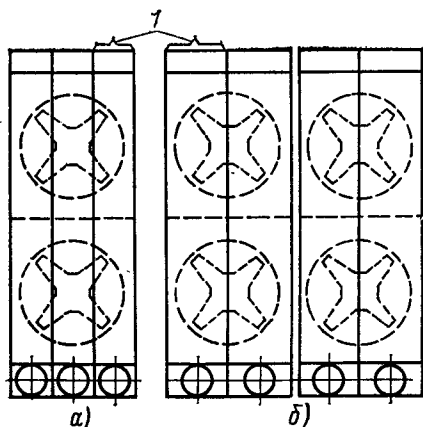


Рис. 4. Типичное расположение отсеков:

а — ячейка с одним отсеком; б — ячейка с двумя отсеками; 1 — трубный пучок

чина этого заключается в том, что для снятия колпака его сначала надо отсоединить от трубопровода, а для плоской крышки этого делать не приходится. На рис. 4 даны типичные схемы отсеков. Ширина отсека равна диаметру вентилятора или несколько превышает его. Один отсек обычно обеспечивается двумя вентиляторами, иногда только одним и очень редко — тремя. Аналогично в одном отсеке находятся обычно один или два пучка труб, но могут находиться четыре и больше. В последнее время наиболее употребительными стали отсеки с одним пучком, поскольку появилось оборудование, которое может работать с большими нагрузками. На рис. 5 показаны некоторые типичные схемы привода. Поскольку доля теплообменников с воздушным охлаждением возросла по сравнению с другими их типами, неудивительно, что можно встретить ряд из 10 или 15 таких устройств, размещенных на каркасе из труб на высоте 10—15 м от поверхности земли. Этот тип установки позволяет использовать привод с подвеской двигателя (типов Е и F), что наиболее распространено в настоящее время при проектировании. Сейчас сравнитель-

но редко можно видеть приводные системы с отдельным основанием для двигателя, вентилятора и элементов привода.

Д. Элементы теплообменников.

Оребренные трубы. Принцип охлаждения различных потоков жидкости воздухом не был бы экономически выгоден, если бы не использовались оребренные трубы. Большинство оребренных труб имеет номинальный диаметр от 19 до 51 мм. Ребра обычно размещаются на трубе в количестве от 300 до 450 ребер на 1 м. Высота ребер изменяется от 6 до 19 мм. Около 80% производимых оребренных труб имеют диаметр 35,4 мм, 350—450 ребер на 1 м с высотой ребра 16 мм. Существует множество факторов, влияющих на геометрические размеры и расположение ребер. Одним из важных факторов является отношение полной внешней поверхности к гладкой поверхности трубы.

Ниже приведены отношения полной внешней поверхности к гладкой поверхности для труб диаметром 19—51 мм, соответствующие ребрам с L-образным основанием высотой 16 мм и толщиной ребра 0,46 мм (частота размещения 400 ребер на 1 м). Чем меньше диаметр, тем больше это отношение.

Диаметр трубы, мм	A_0/A_b
19,0	23,591
25,4	20,976
31,8	19,408
38,1	18,363
50,8	17,058

Можно, конечно, увеличивать высоту ребра или их частоту расположения, чтобы достигнуть необходимого отношения. Однако эти изменения не всегда целесообразны, поскольку при этом уменьшается эффективность ребер и растет вероятность забивания их загрязнениями.

Ребра можно изготавливать из различных материалов с высокой теплопроводностью, приемлемой стоимостью, которые должны выдерживать напряжения и деформации, возникающие при креплении ребра к трубе. Наиболее часто используют алюминий, применяемый более чем в 90% случаев. Из других материалов используются медь, сталь, нержавеющая и гальванизированная стали.

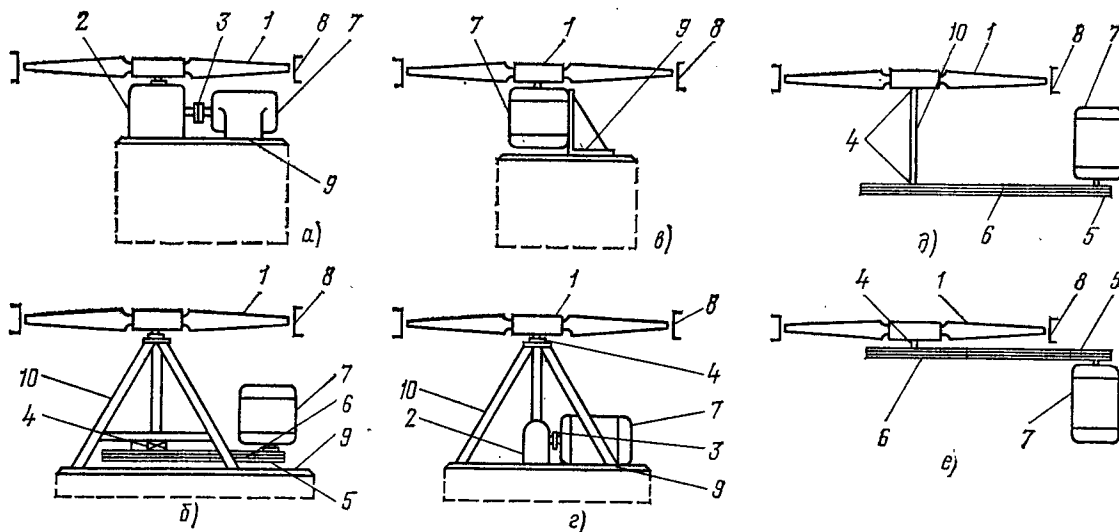


Рис. 5. Типичное устройство приводов:

а — зубчатая передача, установленная под прямым углом; б — клиноременная передача; в — установка двигателя непосредственно на валу вентилятора; г — зубчатая передача, установленная под прямым углом, с опорой вентилятора; д — клиноременная передача, с подвеской двигателя, вал которого направлен вниз; е — клиноременная передача с подвеской двигателя, вал которого направлен вверх; 1 — вентилятор; 2 — редуктор; 3 — муфта; 4 — подшипники; 5 — шкив; 6 — клиновидный ремень; 7 — двигатель; 8 — кольцо вентилятора; 9 — опорная плита; 10 — опора вентилятора

Оребренные трубы изготавливаются несколькими методами. Одним из наиболее широко распространенных методов является навивка полосы в виде спирали вокруг трубы, что позволяет иметь высоту ребра около 16 мм. Когда такое ребро имеет форму буквы L, основание которого охватывает трубу по внешнему диаметру, оно называется ребром с L-образным основанием. Аналогичное ребро с двумя полосами алюминия в основании называется ребром с L-образным основанием, установленным внахлестку. Еще одно ребро, не имеющее опоры, а зажатое в резьбе по внешнему диаметру трубы, называют вставленным ребром. Ребра изготавливают также, надевая на трубы плоские пластины с одним или несколькими просверленными отверстиями. Труба может расширяться, вызывая появления контактного давления между ребром и трубой. В некоторых случаях такое ребро делают из стали, надевая его на трубу, а затем ребро и трубу укрепляют покрытием из цинка. Ребра делают также, надевая алюминиевую втулку на трубу, а затем нарезают ребра из втулки, пропуская трубу через ряд формовочных дисков. Такая оребренная труба имеет сплошную алюминиевую оболочку вокруг трубы, что препятствует появлению влаги между ребрами.

Ребра, выполненные из углеродистой или нержавеющей стали, обладающей более низкой теплопроводностью, чем алюминий, но выдерживают намного более высокие температуры. Поэтому ребра из углеродистой или нержавеющей стали обычно не используют, если ожидаемая температура стенки трубы не превышает 260 °С. Такие ребра обычно делают из более толстого материала (0,635—1,00 мм), и частоту расположения ребер делают меньше. Кроме того, такие ребра обычно крепятся к трубе с помощью сварки сопротивлением.

Пучки труб. Пучок труб обычно состоит из ряда оребренных (или гладких) труб, прикрепленных на каждом из концов к коллекторам. На рис. 2 и 3 показано несколько типов коллекторов. Трубы обычно располагают с треугольным шагом, причем треугольник равнобедренный или равнобедренный. Коридорное расположение труб в пучке обеспечивает намного более низкую теплоотдачу и применяется редко. Трубы обычно поддерживаются с помощью распорок, расположенных по длине трубы с интервалом в 1,83 м или менее. Трубы и коллекторы удерживаются в строго фиксированном положении боковыми рамами пучка, опорами труб, опорами коллекторов, трубными хомутами и распорками труб.

Коллекторы служат для равномерного распределения потока и обеспечивают необходимое число ходов теплоносителя. Поместив множество коллекторов на один или оба конца, можно также решить проблему теплового расширения. Число конструктивных решений при изготовлении коллекторов практически бесконечно. При низком давлении подводящий канал служит коллектором, а трубная доска является частью стенки канала. При высоком давлении кованая болванка сначала сверлится в продольном, а затем в поперечном направлении у каждой трубы и заглушается; в результате образуется коллектор.

Число рядов труб в направлении воздушного потока обычно изменяется от трех до шести для оребренных труб, но может достигать и 20 для гладких труб.

Оптимальное число рядов в нашем случае зависит от большого числа переменных, таких, как суммарный коэффициент теплопередачи, затраты энергии на циркуляцию воздуха, установленная стоимость поверхности теплообменника с воздушным охлаждением, габаритные ограничения и среднелогарифмическая разность температур.

Трубы крепятся к коллекторам различными способами. Наиболее распространенный способ — вворачивать трубу в отверстие в трубной доске. В этих отверстиях обычно изготавливают две канавки шириной 3,18 мм и глубиной 0,4 мм, которые противодействуют возникающим осевым напряжениям в трубе. Эти напряжения возникают главным образом в результате теплового расширения и сжа-

тия, а также вследствие давления и нагрузки в трубопроводе. Опасность воздействия вызываемых тепловыми явлениями сил обычно недооценивается. Предположим, что в одной трубе в ряду произошла закупорка или заморозка жидкости, тогда как соседние трубы остались горячими (при температуре стенки 93 °С). Если предположить, что труба изготовлена из углеродистой стали с толщиной стенки 2,1 мм, диаметром 25,4 мм, а температура воздуха равна 4 °С, то растягивающее напряжение, вызванное действием сил в результате термических деформаций, равно 215 МПа. Соединения на концах трубы будут испытывать действие осевой силы в 33,84 кН. Это, вероятно, может привести к утечкам в трубе, если она крепится развальцовкой. Трубы также крепятся к трубной доске путем сварки. Сварка труб может применяться отдельно, а также вместе с развальцовкой труб.

Оребренные трубы удерживаются в фиксированном положении относительно друг друга с помощью различных методов. Эти методы получили название методов шаговых распорок. Трубы обычно имеют опоры, разделенные интервалами, не превышающими 1,83 м, в которых устанавливаются шаговые распорки. Один из используемых методов заключается в закреплении алюминиевой ленты вокруг наружного диаметра ребра таким образом, чтобы вершины ребер были разделены удвоенной толщиной используемой ленты. Эти ленты имеют ширину 12,7—19 мм. Второй метод заключается в креплении двух половинок коробки квадратной формы вокруг трубы таким образом, чтобы стороны коробки входили между ребер и примыкали к внешней поверхности трубы, повторяя ее кривизну. Преимущество этого метода состоит в том, что нагрузку вместо ребер воспринимают грани коробки. Еще один метод — установить литое металлическое кольцо вокруг трубы таким образом, чтобы это кольцо охватывало и трубу, и ребро, имело внешний диаметр больше внешнего диаметра ребра и ширину от 12,7 до 19 мм. Таким образом, соседние литые кольца опираются друг на друга, и вся нагрузка через эти кольца передается стенке трубы. Такие кольца обычно изготавливают из цинка.

Еще один метод — придать полоске металла S-образную форму таким образом, чтобы ребра данного ряда труб входили в вогнутые поверхности на нижней части металлической полоски, а ребра следующего, более высокого ряда труб входили в вогнутые поверхности на верхней стороне полоски.

В большинстве теплообменников с воздушным охлаждением используется поток воздуха, создаваемый осевыми вентиляторами. В тех случаях, когда требуется создать большой перепад давления для движения воздуха поперек оребренных труб или когда используются небольшие аппараты, применяют центробежные вентиляторы, однако, они используются исключительно редко. В некоторых крупных установках применяют градирни с естественной тягой. Однако последующие замечания касаются прежде всего осевых вентиляторов и связанного с ними оборудования. Желательно иметь по крайней мере два вентилятора на каждый отсек теплообменника, с тем чтобы при выходе из строя одного отвод теплоты от потока жидкости был бы осуществлен.

Вентиляторы обычно имеют диаметр от 1,8 до 4,1 м и могут иметь от трех до десяти лопаток. Однако наиболее распространенное число лопаток — от четырех до шести. Лопатки вентилятора делают из литого, штампованного или листового алюминия, усиленного стекловолокна и мягкой стали. Диапазон перепадов давления изменяется обычно от 70 до 150 Па. Из условий безопасной работы принято предельное значение окружной скорости 61 м/с, и большинство вентиляторов работало при такой скорости, пока меры по снижению уровня шумов не привели к уменьшению окружной скорости. Таким образом, за последние 8—10 лет выпускалось все больше вентиляторов с пониженными значениями окружной скорости. В настоящее

время средняя окружная скорость изменяется в пределах 46—51 м/с, а иногда достигает лишь 25 м/с. Уменьшение уровня шумов способствовало применению более широких лопаток, чтобы обеспечить необходимый расход воздуха при низких окружных скоростях. В приводных системах в первую очередь используются клиноременные передачи; редукционные передачи применяются лишь в 5% случаев. Электрические двигатели составляют 95% общего количества используемых двигателей, остальные 5% приходятся на гидравлические и паровые турбины. Следует заметить, что необходим свободный доступ к двигателю и ремню, а также к местам смазки в подшипниках вентилятора и двигателя. Натяжение клинообразного ремня следует проверять по меньшей мере 4 раза в год.

Эффективность вентилятора зависит не только от формы лопаток, но и от зазора между кромкой лопатки и стенкой входного кольца вентилятора и формы контура выходного патрубка (криволинейной или конусообразной), уплотнения диска над центральной площадью вентилятора и от соответствия вентилятора заданным условиям работы. В соответствии с [1] зазор между кромкой и стенкой должен быть не более 0,5% диаметра вентилятора, причем верхним и нижним предельными значениями являются 19 и 9,5 мм.

Если в теплообменниках возникают вибрации, не следует предполагать, что они обусловлены разбалансом вентилятора и могут быть устранены его балансировкой. Это возможно только в том случае, если вентилятор имеет диаметр 1,83 м или меньше. Как правило, приходится иметь дело с вентиляторами диаметром от 3 до 4,9 м и частотой вращения от 220 до 380 мин⁻¹. Более чем в 95% случаев частота вибрации будет равна частоте вращения вентилятора, умноженной на число лопаток. Обычно для устранения вибраций у больших вентиляторов устанавливаются некоторые дополнительные элементы жесткости (опоры для подшипников на валу вентилятора) или изменяют частоту колебаний вынуждающих сил (увеличивая частоту вращения или число лопаток).

Структура. Эффективная работа теплообменников с воздушным охлаждением увеличивается при использовании ненагретого окружающего воздуха. Обычная установка состоит не из одного, а из множества (от 5 до 50) отсеков различных размеров, расположенных в нескольких зонах теплообменника. Поэтому в любом отсеке может возникать рециркуляция некоторой доли воздуха, который уже был нагрет либо здесь, либо в соседних отсеках. Поэтому желательно планировать расположение отсеков таким образом, чтобы свести риск перетечи воздуха к минимуму.

Наиболее важным фактором является подъем всех отсеков для обеспечения естественного движения воздуха. На многих заводах используется трубная рама, на которой и устанавливаются теплообменники; таким образом достигается дополнительное поднятие оборудования на 9—12 м.

Структурные элементы должны обеспечивать установку трубного пучка, вентиляционного короба, кольца вентилятора и воздушной системы при соответствующих условиях работы. Эти условия будут обсуждаться более подробно в следующем разделе.

Вспомогательные приспособления. Существует много приспособлений, которые можно устанавливать в теплообменнике с воздушным охлаждением, с тем чтобы изменить условия его работы или улучшить его работу в экстремальных условиях. Одним из наиболее распространенных приспособлений являются жалюзи, которые часто используются для регулирования количества воздуха, проходящего через аппарат. Вентиляторы с переменной скоростью применяются с той же целью, а иногда и для реверсирования потока воздуха. Рециркуляционные каналы, составленные из дополнительных панелей и жалюзи, часто используются для работы аппаратов при более холодной погоде, чем это обычно допускается. Датчики температуры измеряют температуру теплоносителя, воз-

духа и даже стенки трубы. Контролирующие и разнообразные логические компоненты используются для слежения за работой всех перечисленных выше приспособлений. Паровые катушки можно применять для проверки того, что оборудование нагрето выше определенной температуры при его остановке, или для повышения температуры до безопасного уровня перед впуском теплоносителя в теплообменник.

Обычно преследуется цель обеспечить непрерывный теплосъем в широком диапазоне температуры внешней среды без прерывания подачи теплоносителя или замораживания оборудования. Кроме того, часто необходимо охлаждать жидкости с высокими температурами плавления, поэтому температура входящего воздуха должна поддерживаться в узких пределах.

Е. Факторы структурного проектирования. Основным руководством для расчета, изготовления и монтажа этого типа оборудования являются «Правила работы при сооружении стальных конструкций и мостов» [2]. Необходимо рассматривать следующие нагрузки:

- неподвижные. Сюда входят основной теплообменный аппарат, теплоноситель, противопожарные средства;
- подвижные, возникающие от людей и оборудования. Плиты полов должны выдерживать давление 4,79 кПа. Лестницы и ступени должны выдерживать движущуюся концентрированную нагрузку 2,27 кН;
- термические. Они возникают при тепловом расширении и сжатии пучка труб и всего соединительного трубопровода;

- ветровые;
- сейсмические. При их расчете необходимо руководствоваться «Постоянными нормами расчета конструкций» [3] или «Нормами расчета минимальных нагрузок в конструкциях и других сооружениях» [4];

- динамические, которые возникают при установке оборудования на движущееся основание, например корабль;
- комбинированные.

Существует несколько областей, где минимальные значения толщины металла определяются в соответствии с P1 661 [1]. Например, воздушные короба высокого давления должны иметь толщину по меньшей мере 1,9 мм (гладкие) и 1,5 мм (орбренные). Кроме того, дека вентилятора должна иметь толщину не менее 2,7 мм. Плиты пола должны быть рифлеными и иметь минимальную толщину 6,4 мм.

Г. Проектирование для холодных климатических условий при использовании вязких жидкостей. Теплообменники с воздушным охлаждением предназначены для работы при температурах окружающей среды от 54 до —51°С. Существуют регионы, в которых температура окружающей среды изменяется от 32 до —51°С. Отрицательной стороной работы при высокой температуре среды является возрастание затрат на охлаждение потока жидкости. В то же время воздействие низких температур приводит к замерзанию некоторых жидкостей, что вызывает образование трещин, остановку и другие аналогичные нарушения работы оборудования.

Существует несколько методов, препятствующих возникновению этих нежелательных явлений. Один используемый метод заключается в обеспечении обратной циркуляции приблизительно 50% выходящего (нагретого) воздуха и в перемешивании его с входящим холодным воздухом для достижения допустимой и регулируемой температуры входящего воздуха. Этот метод неудобен для аппаратов с искусственной тягой, поскольку у такого аппарата воздушные короба должны находиться как выше, так и ниже вентилятора, а также необходимо предусмотреть регулирующие жалюзи как для выходящего, так и для байпасного потока воздуха.

Другой метод заключается в установке одного вентилятора каждого отсека для нагнетания воздуха в обратном направлении и нагревании подводимого воздуха хотя бы с одной стороны пучка труб. Третий метод, применяемый

только в многоходовых аппаратах, заключается в том, что все вентиляторы нагнетают воздух в направлении, обратном обычному, обеспечивая работу в условиях прямотока. Существуют также методы, когда достаточно регулировать поток воздуха.

Конденсация пара при давлениях ниже атмосферного осуществляется в широких масштабах на многих электростанциях, применяющих конденсаторы пара с воздушным охлаждением. В зависимости от конкретных условий некоторые из перечисленных выше методов используются для предотвращения замерзания. Существует также несколько различных методов, которые позволяют снизить или избежать интенсивной рециркуляции горячего воздуха.

5.3.2. Механический расчет пластинчатых теплообменников

Ашер

А. Общее описание. Пластинчатый теплообменник состоит из пакета прямоугольных штампованных пластин, установленных вертикально, и соединенных друг с другом в каркас посредством связующих стержней или винтов. Для того чтобы увеличить прочность и интенсифицировать теплообмен, пластины гофрируются и уплотняются периферийными прокладками. Четыре угловых канала, связанных с соответствующими соединениями, установленными на каркасе, устроены таким образом, что два теплоносителя протекают через соседние каналы, образованные пластинами, обычно в режиме противотока, и теплоотдача осуществляется при продольном обтекании поверхностей пластин.

Штампованные изделия чрезвычайно сложны, поскольку для их изготовления требуются дорогостоящие инструменты. В отличие от кожухотрубных аппаратов изготавливается только несколько ограниченных стандартных размеров пластин, и обычно они никогда не делаются по индивидуальным заказам. Однако возможность разнообразного их устройства обеспечивает выполнение любой конкретной задачи, если правильно выбрать стандартные элементы.

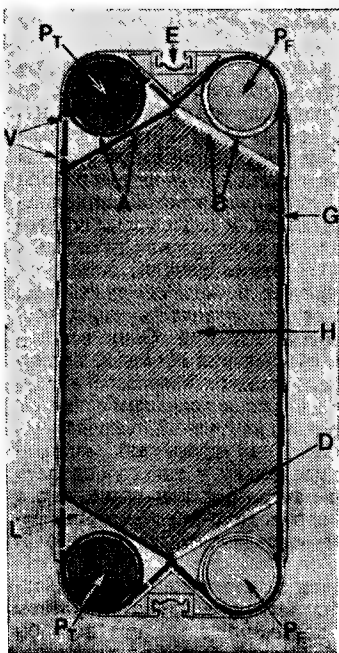


Рис. 1. Схема пластинчатого теплообменника

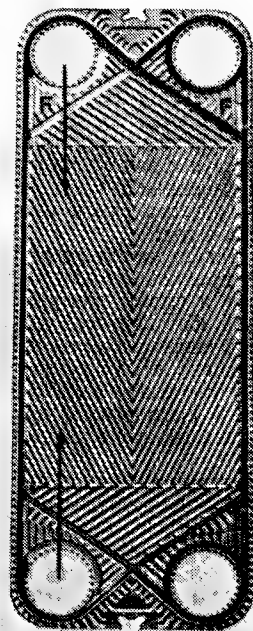


Рис. 2. Пластина с шевронными гофрами с вертикальным движением потока

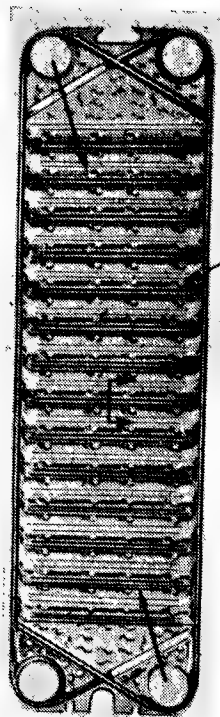


Рис. 3. Пластина с гофрированными гофрами с диагональным движением потока

В. Особенности конструкции пластин. Пластины, которые, как правило, штампуются из легких коррозионно-стойких материалов (толщиной от 0,6 до 1,0 мм), обычно обладают следующими характерными особенностями (рис. 1):

два отверстия P_F , которые обеспечивают вход и выход одного теплоносителя в один проход между пластинами, и два перепускных отверстия P_T , которые обеспечивают движение другого теплоносителя в соседний;

прямоугольная гофрированная поверхность H , на которой в основном и происходит теплообмен;

концевые теплоотдающие зоны D , имеющие приблизительно треугольную форму, которые распределяют жидкость из отверстий к поверхности H ;

области утечек от отверстий L между перепускными отверстиями P_T и поверхностью H , которые соединяются с атмосферой через канавки V таким образом, что непосредственные утечки одного теплоносителя в другой исключаются;

концевые направляющие E , которые фиксируют пластины в каркасе;

прокладка G , обычно упругая, которая вставляется в пазы соответствующей формы и уплотняет периферийную область и пространство вокруг отверстий.

Отверстия могут быть устроены двумя способами. Вертикальный поток движется между отверстиями, расположенными на одной стороне пластины (рис. 2). Это означает, что требуются пластины лишь одной формы, поскольку их перевертывание изменяет направление движения потока на обратное и расположение перепускных отверстий, что обеспечивает необходимый режим течения потока. Кроме того, упрощается изготовление и хранение пластин. Диагональная схема движения потока между противоположными углами (рис. 3) приводит к иной картине распреде-

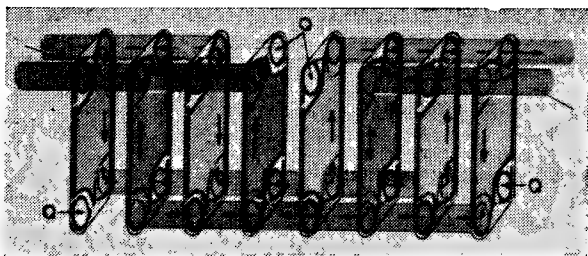


Рис. 4. Пластиначатый теплообменник с двумя ходами горячего и двумя ходами холодного теплоносителей

ния потока вниз по поверхности теплообмена, однако при переворачивании пластины размещение отверстий остается тем же. Во избежание этого требуются две различные формы пластины («левая» и «правая»), одна из которых является зеркальным отображением второй, что требует дополнительной обработки. Для уменьшения стоимости и исходя из соображений стандартизации большинство современных пластин выполняется для вертикальной схемы движения потока.

С. Расположение пластин. Число и способ размещения пластин определяются назначением теплообменника. На рис. 4 показана схема движения потока в двухходовой системе с двумя каналами для каждой жидкости в каждом ходу. Видно, что на количество ходов и изменение направления потока в конце каждого хода влияет незакрытое отверстие пластины Q . Если имеется N активных пластин, то всего имеется $N+1$ канал для теплоносителей с дополнительной пластиной у каждого из концов для создания внешних каналов потока.

Когда предполагается создание аппарата многоцелевого назначения, ряд отдельных обогревающих или охлаждающих секций можно объединить с помощью соединительных пластин, как показано на рис. 5. Они состоят из решетки с четырьмя угловыми выступами B , с помощью которой теплоносители можно соединять в промежуточных точках тела пластины. Этим способом можно решать сложные задачи, включающие рекуперацию, нагревание и охлаждение, при использовании одного каркаса.

Д. Особенности конструирования пластин.

Гофрировка. Кроме тепловых воздействий пластиначатый теплообменник может подвергаться действию давления в 2000 кН/м^2 и выше, что не только усложняет выполнение уплотнений, но и может привести к значительной нагрузке, направленной поперек пластины, если давление приложено только к одной жидкости. Поэтому гофрировка, форма которой определяется главным образом требуемыми тепловыми характеристиками, должна быть спроектирована так, чтобы в условиях максимального перепада давлений между пластинами сохранялся необходимый зазор. Прочность гофрированной поверхности определяется

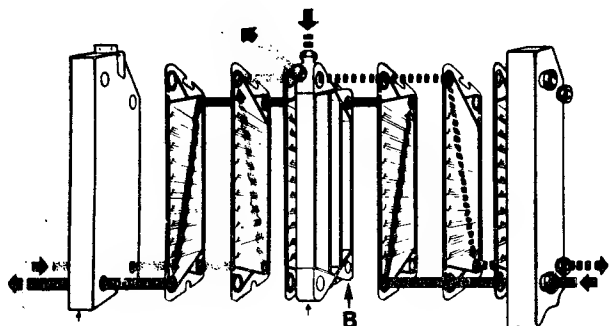
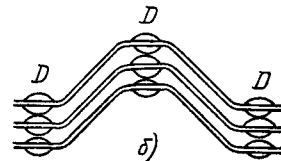
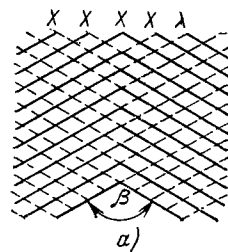


Рис. 5. Использование соединительной пластины для компоновки многосекционных сборок

Рис. 6. Шевронные гофры (а) и гофры типа стиральной доски (б)



следующими факторами:

- нагрузкой в точках контакта гофр двух соседних пластин;
- напряжением и прогибом самих гофр;
- свойствами материалов, из которых штампуются пластины, с учетом, если это существенно, влияния температуры на прочность материала;
- толщиной штампованной пластины, определяющей стоимость изделия.

Применяются два основных типа гофрированных поверхностей:

шевронная (в «елочку»). Она штампуются наклонно поперек пластины на такую же глубину, что и шаг гофр, как показано на рис. 2. Угол наклона β выбирается с обратным знаком на соседних пластинах, с тем чтобы после соединения пластин гофры пересекались в большом числе контактных точек X , что сохраняет шаг пластин (рис. 6, а) и придает как жесткость, так и механическую прочность. Это обеспечивает высокие рабочие давления в относительно легких конструкциях, поэтому этот тип особенно удобен в случае применения дорогостоящих материалов. Относительно небольшая глубина гофр упрощает штамповку, и все эти особенности наряду с возможностью теплового перемешивания жидкостей (см. § 3.6.11) делают шевронный профиль наиболее распространенным в настоящее время;

тип «стиральной доски» (см. рис. 3). Она имеет поперечные гофры более глубокие, чем шаг между пластинами. Эти гофры совпадают с гофрами на соседней пластине, а шаг между пластинами выдерживается выступами D , штампованными на вершинах и во впадинах гофрировки, чтобы обеспечить контакт с гофрами соседних пластин (рис. 6, б). Имея меньшее число точек контакта и большую глубину, чем в случае шевронной гофрировки, этот тип гофрирования требует использования более толстолистовых материалов или меньших рабочих давлений, хотя эта поверхность в меньшей степени подвержена загрязнению крупными твердыми частицами.

Термические и гидравлические характеристики этих гофрированных поверхностей обсуждаются в ч. 3 данного справочника.

Уплотнение и опоры пластин. Важно подчеркнуть, что ни одна безопорная поверхность, за исключением гофрированной, не должна быть слишком большой для того, чтобы избежать значительных прогибов вследствие разности давлений. Особое внимание следует обратить на уплотнение прокладок, где любое отклонение пластины вызовет уменьшение нагрузки на прокладку и повлияет на ее уплотняющие свойства. Наиболее надежные уплотнения имеют два контура прокладки A в области отверстий (см. рис. 1), поскольку они совершенно лишены опоры со стороны канавок отверстия B соседней пластины. Иногда

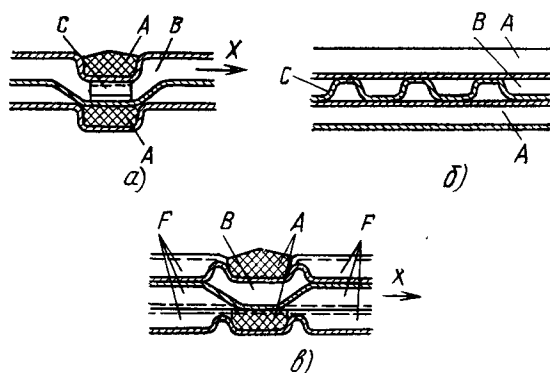


Рис. 7. Способы крепления пластин

опора осуществляется приваренными усиливающими зубцами *C* в самих пазах, как показано в поперечном сечении на рис. 7, *a*, но чаще штампуются гофры *F* в соседних пластинках и вокруг отверстия, как показано на рис. 2. Они расположены в шахматном порядке на соседних пластинках таким образом, что, когда пластины сжимаются вместе, они контактируют друг с другом и за счет этого выдерживают нагрузку на прокладку. На рис. 7, *б* приведено типичное поперечное сечение трех пластин, проведенное через уплотнительный паз, а также показано, каким образом гофры образуют проход для потока *B* и в то же самое время воспринимают нагрузку на прокладку *A*. Зигзагообразные гофры также обычно штампуются вдоль внешнего края пластины, чтобы поддержать периферийный паз прокладки (см. рис. 2).

Рамы и соединительные пластины, которые держат нагрузку на пластину, должны подобным образом служить соответствующей опорой во всех областях взаимного контакта пластин.

Незакрытые отверстия. В пластинчатой сборке у большинства пластин все четыре угловых отверстия вырезаны и, таким образом, открыты для проходящего потока.

Таблица 2. Материалы, применяемые для прокладок*

Тип резины	Максимально допускаемая температура, °C	Применение	Противопоказания
Стирен-бутадиен (5 BR)	87	Для широкого ассортимента водных растворов, разбавленных кислот и т. п.	Сильнодействующие кислоты и многие органические жидкости
Акрилонитрил-бутадиен (нитрил)	137	Водные растворы жидкостей, разбавленная кислота, жиры и минеральные масла	Сильнодействующие окисляющие растворы, сильнодействующие кислоты, полярные органические растворители
Изобутилен-изопрен кополимер (бутил)	157	Органические жидкости (альдегиды, кетоны, неорганические и органические кислоты)	Жиры, масла, ароматические углеводороды, концентрированные минеральные кислоты
Этиленпропиленовая резина (EPDM)	152	То же, что и для бутила	То же, что и для бутила
Фторуглеродная (Витон)**	177	Широкий диапазон органических жидкостей; жиры и масла (при высоких температурах) и некоторые минеральные кислоты	Эфиры, кетоны
Силикон	—	Специальные области	Многие органические жидкости

* Кроме этих существуют прокладки из сжатого асбестового волокна, которые применимы для органических растворителей, воздействующих на все сорта резины (например, эфиры, бензин, хлорированные углеводороды с низкой молекулярной массой). Максимальные температуры до 250°C; из-за более высоких сжимающих нагрузок необходимы более прочные прокладки.

** Витон — зарегистрированная марка Du Pont Co., Ltd.

Таблица 1. Остаточная деформация при сжатии обычных резин при 142°C, %

Нитриловая резина:	
после 24 ч	10
после 15 сут	40
Фторуглеродная резина:	
после 24 ч	3—5
после 15 сут	8—10

Однако у конца хода угловые отверстия не закрыты, и такие отверстия испытывают действие вдвое большего перепада давления, чем перепад давления по каналу. При диаметре отверстия, большем некоторого определенного значения, требуется увеличение жесткости, что может быть достигнуто с помощью штампованных ребер жесткости или, в случае больших пластин, с помощью отдельных толстых дисков, приваренных к краю отверстия.

Е. Конструирование прокладок и их свойства.

Сечения прокладок. Прокладка должна плотно входить в паз, и обычно имеет заостренный кверху профиль сечения. Деформация должна составлять около 20—30% толщины прокладки в несжатом состоянии, что достаточно для противодействия внутреннему давлению при утечке без локального повреждения пластины.

Механические свойства. Температура оказывает неблагоприятное влияние на механические свойства, и во всех случаях необходимо стремиться к минимальному изменению свойств, обусловленному тепловым воздействием во времени. Наиболее важны следующие характеристики:

остаточная деформация при сжатии, определяемая как постоянная деформация прокладки, выраженная в процентах степени от сжатия материала, вызываемого приложенным сжимающим усилием, под которым прокладка выдерживалась определенное время при фиксированной температуре. Типичные значения даны в табл. 1;

термическое старение, которое должно вызывать минимальные изменения в механических свойствах, таких, как прочность на растяжение и твердость,

Таблица 3. Свойства типичных материалов, используемых для штамповки пластины

Материал	Предел текучести при остаточной деформации 0,1%	Полное удлинение при разрыве, %	Предельная прочность на разрыв, МПа
Нержавеющая сталь типа 316	275	55	600
Коммерческий чистый титан	200	40	350
Инколой 825	250	40	650
Хастеллой С276	390	55	820

Химический состав прокладок. Типы полимеров, обычно используемых для изготовления прокладок, даны в табл. 2, но специальный подбор состава этих полимеров в резиновых изделиях определяет получение оптимальных механических и физических свойств прокладок.

Г. Материалы и возможность штамповки. Необходимо, чтобы любую пластину можно было штамповать для всего приемлемого диапазона имеющихся материалов и толщин, причем во всех профилях и сечениях (например, в гофрированных волнистых опорах, прокладочных пазах) не должны возникать недопустимые напряжения. Гофрированные поверхности теплообмена обычно определяются отношением площади развитой поверхности к площади гладкой поверхности, изменяющейся от 1,3 для толстых пластин (т. е. 1,0 мм) до 1,15 для более тонких пластин (0,6 мм), а отношение шага к глубине для шевронных профилей обычно лежит в диапазоне от 3 до 4.

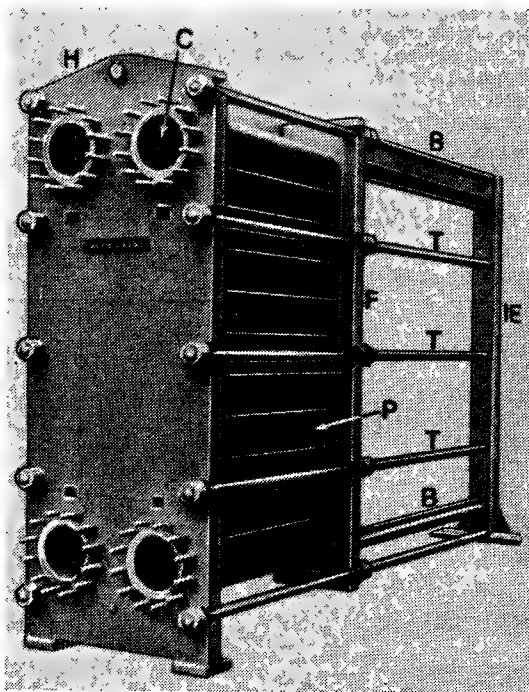


Рис. 8. Промышленный каркас с затягиваемыми соединительными тягами

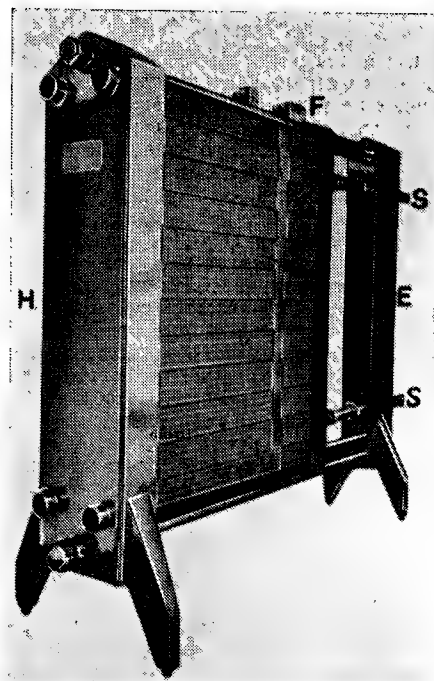


Рис. 9. Каркас, изготовленный из стали с закрытыми винтами

Вследствие почти полного отсутствия сварки и невысокой стоимости штамповки пластинчатые теплообменники особенно экономичны при использовании дорогих коррозионно-стойких материалов. При использовании аустенитной нержавеющей стали почти не возникает проблем при штамповке, поскольку эта сталь обладает свойствами, которые сводят к минимуму местное утоньшение стенки по мере растяжения. Это условие не выполняется для титана, который намного менее пластичен, и поэтому иногда требуется использование специальных смазок для нормальной штамповки. В недавно проведенных работах по холодной формовке получены данные, которые позволяют более обоснованно оценить возможности штамповки [1—3]. В табл. 3 приведены обычные штамповочные сплавы и их механические свойства. Углеродистая сталь не включена в список, поскольку она практически не применяется по эксплуатационным и экономическим соображениям.

Г. Конструкция каркаса. Каркас пластинчатого теплообменника состоит, как показано на рис. 8 и 9, из следующих элементов:

двух вертикальных стоек — концевой опоры *Е* и фиксированной стойки (или коллектора) *Н*, которые поддерживают четыре трубопровода для жидкости, или трубка *С*;

верхнего и нижнего стержней *В* и *В*, расположенных между вертикальными стойками, которые поддерживают и направляют сборку пластин *Р*;

передвижной стойки *Г*, которая прижимает пластины к фиксированной стойке *Н* и может также поддерживать дополнительные трубопроводы для входа жидкости;

приспособления для зажима пластин между стойками *Н* и *Г*.

Этот зажим обычно осуществляется двумя способами: фиксированная и передвижная стойки сжимаются между собой связующими стержнями *Т*, которые, таким образом, разгружают концевую опору, верхний и нижний

стержни, оставляя нагрузку только от массы пластин и их содержимого (рис. 8);

сжимающая нагрузка прикладывается к передвижной стойке от одного или двух затягивающих винтов S , установленных на концевой опоре, которые сами поэтому испытывают напряжение совместно с верхним и нижним стержнями (рис. 9). Эта конструкция более дорога и менее устойчива, поскольку винты затянуты, однако закрывание и открывание каркаса при этом осуществляется проще и может быть облегчено применением гидравлических или электромеханических способов затягивания винтов.

В пищевой промышленности использование химических методов чистки поверхностей непосредственно на месте снизило необходимость частого вскрытия теплообменника, и в большинстве современных каркасов используется конструкция, основанная на затягивании связующих стержней. Трубопроводы для жидкости можно изготавливать литыми или механическими способами и снабжать соответствующими фланцами или фитингами; кроме того, применяются втулки из резины.

Н. Анализ нагружения каркаса. Усилия и напряжения — важные характеристики при расчете каркаса, поскольку избыточный прогиб может ослабить сжимающую нагрузку на прокладку и привести к появлению течи. Это становится все более важным по мере уменьшения размера сборки пластин и увеличения действия на отдельные прокладки. Поэтому основными нагрузками, которые необходимо рассматривать при расчете каркаса, являются:

напряжение и прогиб в коллекторе, передвижной стойке и концевой опоре вследствие гидравлической нагрузки и нагрузки при затягивании;

результатирующее натяжение в связующих стержнях или сжимающее напряжение в затягивающих винтах;

жесткость верхнего несущего стержня, который должен воспринимать массу пластин и находящейся в них жидкости, что позволяет разгрузить нижний ведущий стержень;

поперечное усилие в верхнем и нижнем стержнях для обеспечения устойчивости сборки пластин в боковом направлении.

Когда каркасы должны устанавливаться в морских или сейсмических условиях, на них налагаются специальные требования.

Разрушающая нагрузка на каркас состоит из трех составляющих:

гидравлической нагрузки P_H , зависящей от рабочего давления и площади плоской части пластин внутри прокладки;

нагрузки на прокладку R , действующей как пружина с малой жесткостью;

контактной нагрузки M между пластинами, действующей как жесткая пружина на последних стадиях затягивания.

Применение гидравлической нагрузки P_H вызывает некоторый прогиб каркасных стоек и затягивающего механизма и, таким образом, уменьшает нагрузки R и M так, что суммарная нагрузка под давлением меньше суммы $P_H + R + M$. Упрощенная схема, показанная на рис. 10, основана на предположении о линейности деформаций под действием сил для прокладок и пластин.

1. Начальное сжатие прокладки на величину x с модулем α представлено линией AB .

2. После сжатия на величину x в точке B начинается совместное прижатие прокладки и металла к металлу, причем контакт металла происходит первым, так что линия BC имеет наклон δ .

3. Равновесие достигается в точке C после дальнейшего сжатия y до точного значения шага между пластинами, где каркас и затягивающая система с модулем λ расширились на величину z .

4. Наложение гидравлической нагрузки P_H удлиняет затягивающую систему и уменьшает сжатие пластины на z' ,

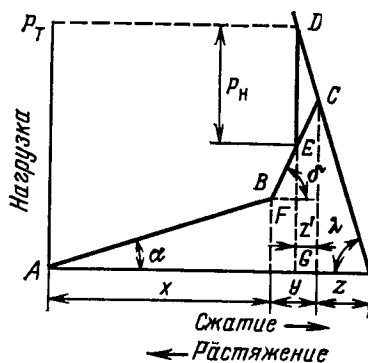


Рис. 10. Диаграмма нагрузок в каркасе

приводя к равновесию в точке D , так что суммарная нагрузка определяется как

$$P_T = DE + EF + FG = P_H + \delta(y - z') + \alpha x. \quad (1)$$

Максимальное нагружение каркаса возникает в условиях действия полностью уравновешенного гидравлического давления. В этом случае обе жидкости имеют одинаковое максимальное значение давления, что приводит к нулевому перепаду давления поперек пластин. Полностью неуравновешенное давление (при максимальном давлении с одной стороны и нулевом давлении с другой) приводит к несколько меньшей нагрузке на каркас. Пластины тем не менее испытывают воздействие максимальной нагрузки, приводящей к максимальным напряжениям и прогибу, и уменьшают надежность уплотнения.

Перепад давления может также оказывать влияние в многосекционных устройствах; если одна секция находится под более высоким давлением, чем другая, то пластины под низким давлением сжимаются под действием неуравновешенной нагрузки, что уменьшает надежность уплотнения секции высокого давления. Этот эффект может проявляться в большей мере в секциях низкого давления, чем в секциях высокого давления, однако хорошо рассчитанные поддерживающие пластины позволяют избежать таких проблем.

Пластинчатые теплообменники обычно проектируются на давления, превышающие на 50% рабочее давление. Некоторые изготовители проектируют пластины, выдерживающие давление при отсутствии равновесия, тогда как другие предпочитают конструкции при воздействии

Таблица 4. Типичные данные для пластинчатых теплообменников

Площадь теплоотдачи отдельной пластины, м ²	0,03—2,5
Максимальная площадь теплоотдачи каркаса, м ²	1500
Максимальное рабочее давление, МПа	2
Максимальная рабочая температура, °C:	
прокладок из синтетической резины	177
сжатого асбестового волокна	250
Максимальный размер отверстия, мм	400
Максимальный расход *, м ³ /с	0,7
Толщина пластины, мм	0,6—1,0
Зазор между пластинами **, мм	1,5—5
Шаг сжатой пластины, мм	2—6

* Расход можно удвоить, подавая жидкость через отверстие на противоположных концах устройства.

** Зазор определяется как размер самой большой частицы, которая может пройти по проходу между пластинами.

максимального давления только к каркасу и более низких давлений при отсутствии равновесия сил, приложенных к пластинам.

1. Выводы. В табл. 4 приведены основные данные, относящиеся к механическим характеристикам пластинчатых теплообменников, хотя необходимо отметить, что эти цифры только в общих чертах характеризуют пластинчатые теплообменники, и не все приведенные данные можно использовать в одном расчете. Основные преимущества пластинчатых теплообменников можно свести к следующим: легкость осмотра или ремонта, компактность и низкие значения объемного расхода, гибкость и легкость проведения модификации, высокий коэффициент полезного действия (выше 90 %), многоцелевое использование одного теплообменного устройства, низкая стоимость при использовании дорогостоящих коррозионно-стойких материалов.

Принятые обозначения

- M — контактная нагрузка
- P_H — гидравлическая нагрузка на каркас
- P_T — полная нагрузка на каркас
- R — нагрузка прокладки на каркас
- x — сжатие пластины
- y — сжатие пластины
- z — растяжение связующего стержня
- z' — растяжение связующего стержня
- α — модуль сжатия
- β — угол наклона шевронных желобов
- δ — модуль сжатия
- λ — модуль растяжения

5.3.3. Пластинчато-ребристые теплообменники

В е 6 б

Пластинчато-ребристый теплообменник подобен пластинчатому теплообменнику (см. § 5.3.2) и отличается тем, что развитая поверхность располагается между двумя разделительными пластинами (рис. 1). Особенностью этих

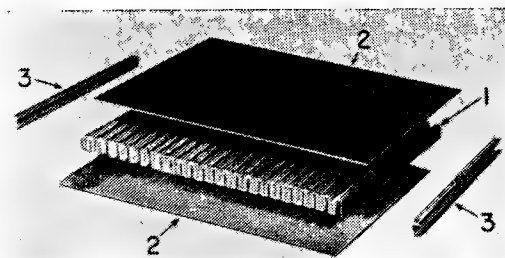


Рис. 1. Основные элементы пластинчато-ребристого пакета

теплообменников является высокое отношение площади поверхности теплоотдачи к единице объема, обычно равное $1300 \text{ м}^2/\text{м}^3$. По этой причине их обычно называют «компактными теплообменниками», хотя иногда в Великобритании используется название «матричные теплообменники».

Существует два важных подкласса пластинчато-ребристых теплообменников: конструкция типа «плоское ребро — плоское ребро» и конструкция типа «плоское ребро — труба». Конструкция «плоское ребро — плоское ребро» состоит из ряда слоев, состоящих из элементов, показанных на рис. 1, и обычно используется в аппаратах, где передача теплоты осуществляется от одного газа к другому. Конструкция «плоское ребро — труба», которая состоит из труб, перпендикулярных плоским ребрам, используется в аппаратах «газ — жидкость», «газ — двухфазная смесь» (по трубам течет жидкость или двухфазная смесь). Примером такой конструкции является радиатор автомобиля.

В этом параграфе сначала описывается конструкция «плоское ребро — плоское ребро», затем — конструкция «плоское ребро — труба». Подробное описание характеристик развитой поверхности и дополнительная информация содержится в ч. 3 справочника.

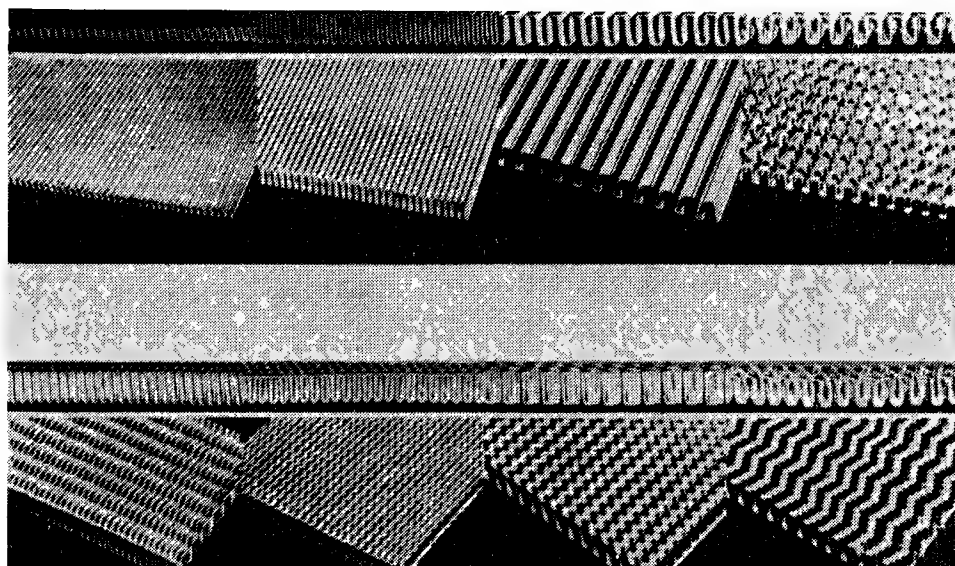


Рис. 2. Типичные конфигурации пластинчато-ребристых поверхностей в теплообменниках, изготовленных из алюминия



Рис. 3. Сердечник из алюминия для перекрестного тока рабочих газов

А. Конструкция «плоское ребро — плоское ребро». Наиболее употребительными конструкционными материалами являются алюминий и сталь. Алюминиевые конструкции обычно бывают полностью паяными, а в стальной может использоваться как пайка, так и сварка. На рис. 1 показаны основные элементы теплообменника с паяными алюминиевыми оребренными пластинами. Он состоит из гофрированной ребристой пластины 1, соединенной с разделительной пластиной 2 и закрытой штампованными боковыми каналами 3. Типичные конфигурации ребристой пластины показаны на рис. 2. Сердечник теплообменника образован пакетом из множества слоев из ребристых и разделительных пластин. На рис. 3 приведена поперечно-точная конструкция «газ — газ», на рис. 4 — сердечник для работы при низкой температуре с четырьмя жидкостями. На рис. 5 показана окончательная сборка теплообменника, приведен-

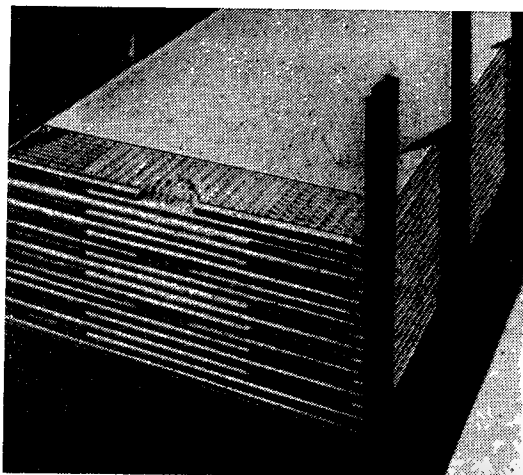


Рис. 4. Сборка сердечника из алюминия для четырех жидкостей, используемая в криогенной технике

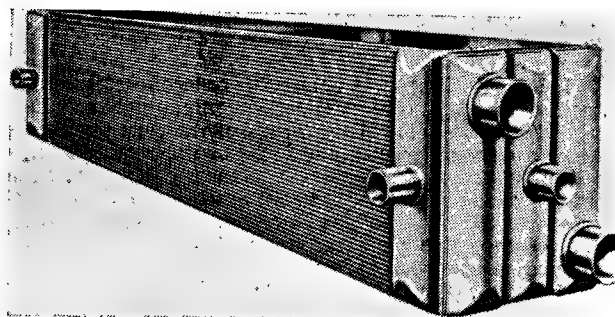


Рис. 5. Вид теплообменника, сборка которого показана на рис. 4

ного на рис. 4. Входные и выходные патрубки приварены к сердечнику после пайки. Такой теплообменник может достигать размеров $1 \times 1 \times 13$ м. Соединяя множество сердечников параллельно, можно получить батарею большого теплообменника.

На рис. 6 показан сердечник противоточного теплообменника из нержавеющей стали, используемый как газотурбинный рекуператор [1]. Конструкция сердечника существенно отличается от конструкции ранее описанного алюминиевого. В рекуператоре применяется сочетание методов крепления элементов путем пайки и роликовой сварки, тогда как в алюминиевых сердечниках сварка не применяется.

Внутренние элементы сердечника рекуператора показаны на рис. 7. Воздух под высоким давлением входит в круговые патрубки и течет по каналам сердечника с малым проходным сечением. Отработанные газы из турбины входят в противоток через более крупные каналы матрицы сердечника. Высокоэффективные плоские ребра используются в случае течения потока как газа, так и воздуха. Элемент сборки, образованный при пайке и обозначенный схематично на рис. 7, показан более подробно на рис. 8. Два U-образных кольца привариваются по краям к трубным доскам и образуют замкнутую газовую полость вокруг газовых патрубков, как показано на рис. 8. Газовые и воздушные полости изготавливаются с помощью сварки после спаивания под сборки. Сердечник на рис. 6 делается укладкой в стойку законченных подборок, показанных на рис. 9. Дополнительное сваривание по краям периферии отверстий воздушных патрубков производится во время укладывания элементов сборки. Весь рекуператор, состоя-

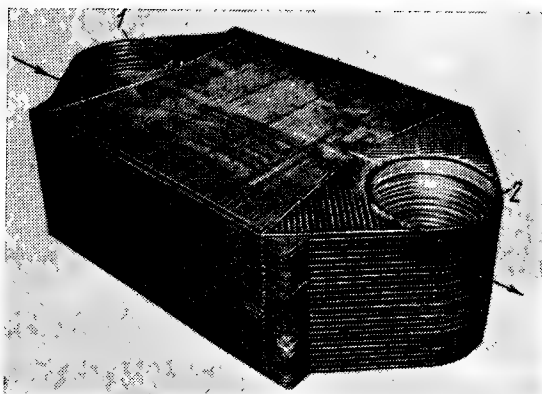


Рис. 6. Основная сборка рекуператора из нержавеющей стали для использования отработанного тепла газовой турбины; 1 — выход воздуха; 2 — вход воздуха

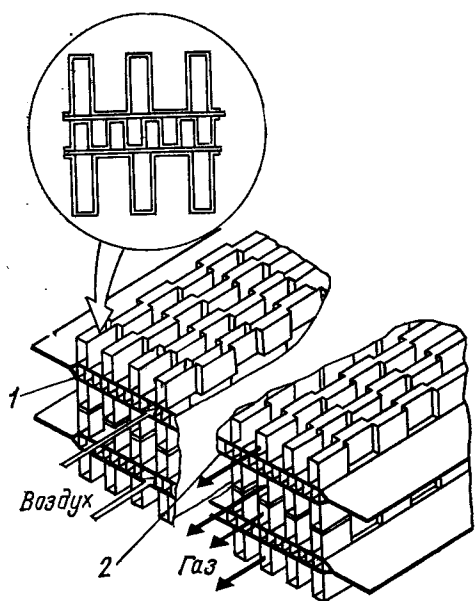


Рис. 7. Внутренние детали сборки рекуператора:
1 — полное структурное соединение поверхности теплообмена;
2 — то же в напряженном состоянии

щий из двух сердечников, показан на рис. 9. Рекуператор с расходом 45 кг/с и КПД 83% имеет размеры 5,5×3×3,8.

Пластинчато-ребристые теплообменники могут иметь большое разнообразие форм и размеров. Описанные здесь конструкции предназначены для иллюстрации лишь основных их особенностей.

В. Распределители потока. Для конструкций с перекрестным потоком, показанных на рис. 3, специальных распределителей потока не требуется. Однако при входе жидкости в теплообменник через трубу или патрубок ребра должны быть ориентированы особым образом, чтобы равномерно распределить поток по ширине оребренных каналов.

На рис. 10 показан распространенный распределитель потока, применяемый в паяных алюминиевых конст-

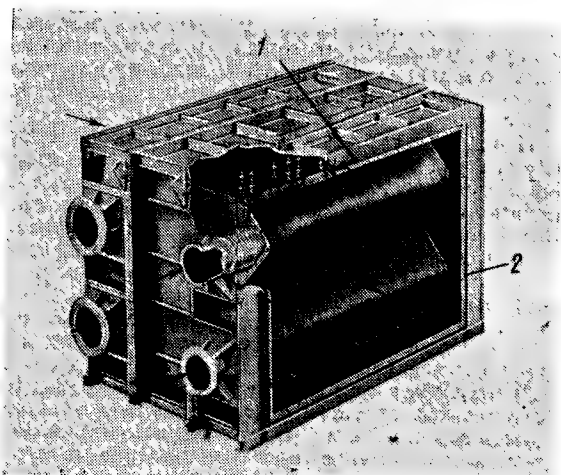


Рис. 9. Рекуператор, состоящий из двух сборок сердечников:
1 — внутреннее расположение сердечников с фланцами для подвода газа; 2 — крышка для осмотра

рукциях. Аналогичный распределитель используется в патрубке рекуператора для входного воздуха (см. рис. 6). Здесь с помощью плоских ребер воздух из воздушных труб распределяется по ширине сердечника. Часть ребер коллектора не участвует в распределении потока, но обеспечивает структурную целостность аппарата. Другой тип распределителя потока расположен на конце сердечника на рис. 4. Здесь перфорированные ребра ориентированы под углом 90° к входящей жидкости. Высокий перепад давления в направлении потока вынуждает жидкость растекаться по ширине оребренного канала.

С. Пайка. В конструкциях применяются два основных метода пайки: метод солевой ванны и пайка в печи. Несколько методов применяется и для нанесения припоя.

В паяных алюминиевых конструкциях разделительные пластины покрываются припоем. Такая разделительная пластина может состоять из алюминиевой основы, плакированной очень тонким слоем, содержащим припой. Типичный плакирующий сплав состоит из 92 % алюминия и 7,5% кремния [2]. Кремний снижает точку плавления покрытия примерно на 50 °C ниже точки плавления алюми-

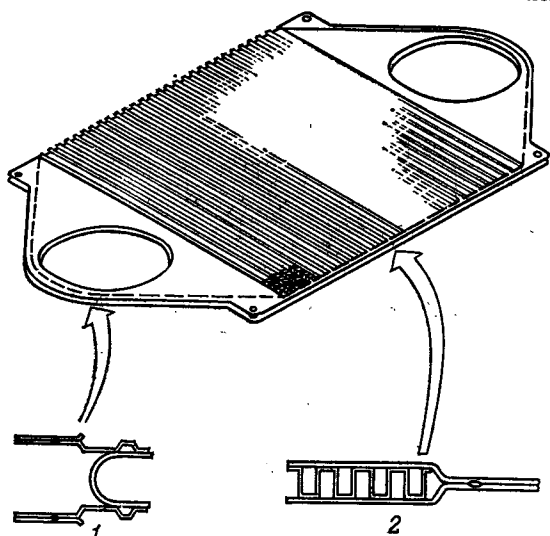


Рис. 8. Элемент сборки рекуператора в процессе пайки;
1 — газовая полость; 2 — воздушная полость

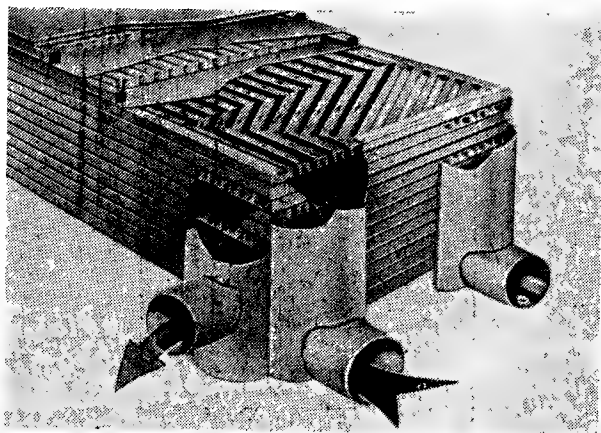


Рис. 10. Сборка сердечника, видны распределительные перегородки

нивого сплава. Когда собранный сердечник погружается в ванну с расплавленным флюсом, припой плавится и связывает отдельные компоненты в целостную структуру. Между соседними элементами образуются прочные паяные соединения.

При пайке в солевой ванне для успешного завершения требуется ряд последовательных операций. Перед сборкой поверхность всех частей сердечника необходимо очистить от окислов и жировых пленок. После предварительной чистки все части несколько раз погружают в жидкость для обезжиривания и окончательно промывают чистой водой. После завершения пайки сердечники очищаются паром, повторно погружаются в раствор двуокиси хрома для удаления флюса и затем промываются чистой водой. Максимальный размер сердечника ограничен размерами солевой ванны.

В рекуператоре из нержавеющей стали на рис. 6—10 разделительные пластины с покрытием не применяются, а припой добавляется в виде порошка или пленки. Ребра, испытывающие действие высокого давления со стороны воздуха и находящиеся в состоянии растяжения, паяются никелевым сплавом. Ребра, находящиеся под воздействием низкого давления со стороны газа (состояние сжатия), паяются медью.

Некоторые изготовители как альтернативу этого метода применяют вакуумную пайку в печи. При вакуумной пайке требуется меньше операций, не используется флюс и вакуумированная среда обеспечивает надежный контроль за устранением поверхностных окислов. Устраняется проблема, связанная с удалением флюса после пайки. Это преимущество весьма важно поскольку оставшийся в сердечнике флюс может в будущем вызвать коррозию и закупорить каналы, образованные ребрами.

В некоторых алюминиевых конструкциях, используемых для кондиционирования воздуха, применяется ультразвуковая мягкая пайка. Процесс протекает при погружении в ванну и не требует использования флюса для устранения окислов.

Д. Конструкция «плоское ребро — труба». В теплообменниках этого типа теплообмен осуществляется между газом и жидкостью или двухфазной смесью. Такие теплообменники используются в качестве автомобильных радиаторов, испарителей для кондиционирования воздуха, конденсаторов и жидкостных либо масляных охладителей.

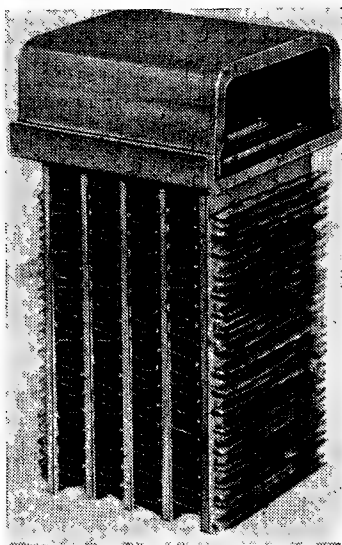


Рис. 11. Секция маслоохладителя алюминия

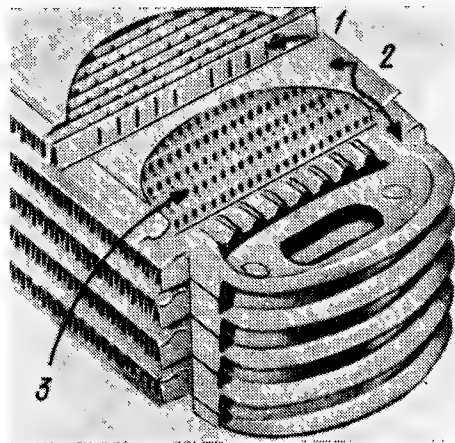


Рис. 12. Литая чашка маслоохладителя:
1 — жалюзийные ребра со стороны воздуха; 2 — трубчатые пластины; 3 — турбулизирующая полоса

Во всех алюминиевых конструкциях используются методы пайки и сборки, аналогичные описанным для газо-газовых аппаратов. Отличительной чертой этих теплообменников является наличие теплообменных каналов для прохода жидкости или двухфазной смеси.

На рис. 11 и 12 показаны две алюминиевые конструкции для воздухоохладителя. Как видно из рис. 11, трубные каналы образованы штамповочными сплюснутыми трубами [3]. К трубам припаяны ребра турбулизатора. На рис. 12 показана конструкция маслоохладителя с цельнотянутой крышкой [4]. В каналах, где циркулирует масло, содержатся полосы для турбулизации потока, обеспечивающие высокие коэффициенты теплоотдачи. Эти полосы образованы ребрами, повернутыми под углом 90° к направлению потока. Поверхности цельнотянутых крышек покрываются припоем, и весь узел запаивается либо в солевой ванне, либо в печи.

На рис. 13 показана конструкция радиатора, обычно используемого в автомобилях. В этой конструкции медные трубки диаметром 0,09 мм припаиваются мягким припоем к медным ребрам толщиной 0,06 мм.

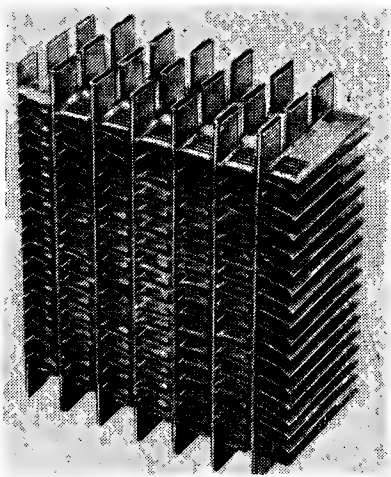


Рис. 13. Секция радиатора, используемого в автомобильной промышленности

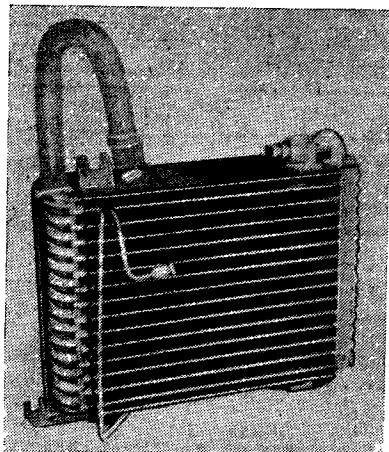


Рис. 14. Автомобильный радиатор для кондиционирования воздуха с литой чашкой

На рис. 14 и 15 показаны паяные алюминиевые конструкции, применяемые для кондиционирования воздуха. На рис. 14 изображен испаритель, используемый в качестве автомобильного кондиционера. В нем применяется конструкция с цельнотянутой крышкой. На рис. 15 приведено сечение конденсатора, используемого в системе кондиционирования воздуха в автомобиле или помещении. Сплюснутые трубы штампуются из алюминия и обеспечивают развитую внутреннюю поверхность. Ребра «с перемычками» полной высоты используются для повышения прочности.

На рис. 16 показан совершенно другой тип конструкции «плоское ребро — труба» (см. [5]). Оребренная сплюснутая труба с цельными алюминиевыми ребрами изготавливается штампованием из цельного алюминия, а ребра вырезаются механическим способом. Изготовление ребер осуществляется с использованием высокоскоростного листоштамповочного пресса, который разрезает штамповку под небольшим углом и поднимает «щепку» без отхода металла. Штампованная труба изготавливается с рядом внутренних перегородок, которые обеспечивают прочность структуры и позволяют использовать довольно высокие давления в трубах (до 2000 Па). Возможно большое многообразие форм штамповки, обеспечивающих различное число и форму внутренних каналов, а также внутренней и

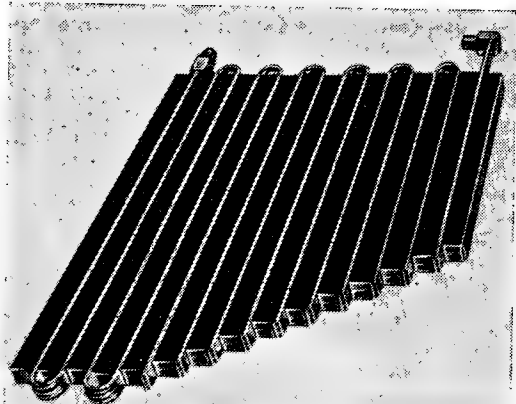


Рис. 15. Отдельная секция холодильного конденсатора с использованием штампованных алюминиевых труб

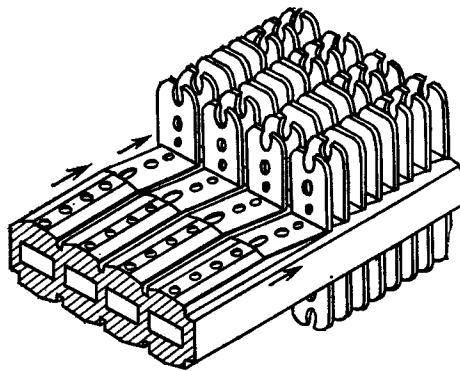


Рис. 16. Штампованная пластинчато-ребристая конструкция с большим числом отверстий

внешней геометрии ребер. Штамповка может производиться на любой длине, что позволяет получать конструкции теплообменника, аналогичные показанной на рис. 15. Заметим, что в этом случае пайка может не понадобиться.

Е. Конструкционные материалы. Основными конструкционными материалами являются алюминий, углеродистая и нержавеющая стали. Выбор материала определяется расчетными предельными значениями давления и температуры, а также коррозионной стойкостью. В отсутствие коррозионных жидкостей высокая теплопроводность алюминия обеспечивает самую низкую стоимость теплообменника. Алюминий целесообразно применять в диапазоне температур от криогенных до 250 °С, углеродистую сталь — от 250 до 480 °С, нержавеющую сталь — в диапазоне 250—650 °С. Для работы при высоких температурах в условиях коррозии предпочтительно использовать нержавеющие стали. Медь удобна для паяных конструкций и обеспечивает идеальные тепловые свойства. Тем не менее ее применяют только в коррозионной среде, где неприемлем алюминий. В большинстве автомобильных радиаторов применяются медь или медные сплавы.

Для температур выше 650 °С компактные теплообменники можно делать из керамики или углеродистых материалов. Они изготавливаются специальными методами литья и в дальнейшем обсуждаться не будут.

Паяные алюминиевые конструкции «плоское ребро — плоское ребро» ограничены давлениями до 2000 Па. Однако применение специальных ребер может позволить работу при несколько более высоких давлениях. Расчетные значения давления в трубах для конструкции «плоское ребро — труба» обычно также ограничены значением 2000 Па. Применение специальных конструкций со штампованными трубами позволяет работать при больших давлениях. Еще большие давления допускаются в конструкциях из нержавеющей стали. Вообще же в паяных теплообменниках с оребренными пластинами расчетные значения ниже, чем в кожухотрубных теплообменниках с круглыми трубами.

Г. Расчет механической прочности. Основные подходы при механическом расчете будут проиллюстрированы для алюминиевого аппарата, рассчитанного в соответствии с правилами ASME. Критические части конструкции — паяный пакет сердечника и участок, где некруглые патрубки привариваются к сердечнику. Обычно расчеты основаны на полуэмпирических соотношениях и могут быть проверены путем опрессовки (давлением в 5 раз выше расчетного).

После пайки алюминий полностью отожжен, поэтому допустимое напряжение должно основываться на предельной текучести сплава в полностью отожженном состоянии.

Разделительные пластины испытывают растяжение, и требуемая толщина зависит от зазора между ними и расчетного давления. Аналогично обстоит дело и для ребер,

испытывающих растяжение. Для случая фиксированного зазора между ребрами более толстые ребра выдерживают большее давление. Обычно используются толщины ребер от 0,25 до 0,66 мм. Использование более толстых ребер вызывает увеличение потерь давления в газе для обычных используемых ребер. В действительности требуемая толщина ребер будет больше, чем рассчитанная по растягивающей нагрузке. Это объясняется тем, что ребро всегда выходит из строя у основания, где материал утоньшен в процессе изготовления ребер.

При высоких перепадах давления возможно разрушение ребер, обтекаемых жидкостью при низком давлении вследствие сжимающей нагрузки.

Второе критическое условие при расчете относится к месту приваривания полукруглого патрубка к сердечнику. Может оказаться необходимым приварить усиливающие пластины.

По завершении приведенных выше расчетов изготавливаются небольшие опытные образцы сердечника с приваренными патрубками и определяется разрушающее их давление. Затем проводится расчет с учетом наблюдаемых повреждений. Конструкторы, проектирующие оборудование, разрабатывают собственные методы с учетом недостатков, характерных для описанных здесь методов.

Г. Эксплуатационные ограничения. Эксплуатационные ограничения, обусловленные давлением, температурой и коррозией, обсуждались в предыдущем разделе. Обычно паяный алюминий применяется только для чистых некоррозионных теплоносителей. Загрязнения налагают серьезные ограничения на эксплуатацию. Большие паяные алюминиевые теплообменники с высокоэффективными реберными конструкциями и распределительными ребрами очищать фактически невозможно. Конструкции небольшой глубины с поперечным обтеканием можно чистить любым из нескольких методов, включая чистку паром, моющими средствами и растворителями. Можно также использовать химическую чистку, наиболее часто применяемую в стальных конструкциях.

Н. Современное состояние вопроса. Два недавно опубликованных обзора содержат превосходное описание технологий паяных пластинчато-ребристых теплообменников. В [6] обсуждаются механические конструкции паяных пластинчато-ребристых теплообменников. В [7] рассматривается большое число специальных конструкций пластинчато-ребристых теплообменников, иллюстрируются возможности технологии. Рассмотрены конструкции из нержавеющей стали, алюминия и керамических материалов.

5.3.4. Теплообменники других типов.

Мюррей

А. Введение. Несмотря на то что кожухотрубные теплообменники, воздухоохладители и пластинчатые теплообменники наиболее распространены в химической и обрабатывающей промышленности, остается еще широкая область использования других типов теплообменников. Если определена цель процесса переноса теплоты, конструктору необходимо решить, какой тип теплообменника использовать для достижения этой цели. При этом, очевидно, должна удовлетворяться требуемая тепловая характеристика. Выбор будет зависеть от таких факторов, как капитальные вложения, необходимые для закупки оборудования, площадь для установки оборудования, совместимость конструкционных материалов и рабочей жидкости, приспособления для чистки и обслуживания оборудования, и от того, зависят ли свойства рабочей жидкости от температуры и требует ли она особой обработки. В дальнейшем внимание следует обратить также на влияние на окружающую среду как вблизи установки оборудо-

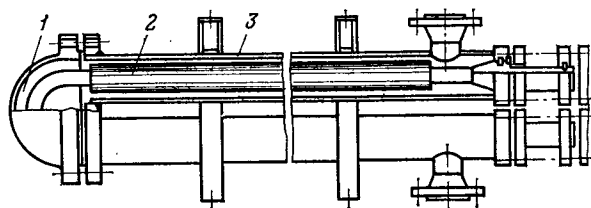


Рис. 1. Теплообменник с двойными трубами
1 — внутренняя труба; 2 — ребра; 3 — кожух

вания, так и в окружающих районах, где неприемлемым может оказаться наличие выбросов или высокий уровень шума.

В этом параграфе описывается ряд альтернативных типов теплообменников, некоторые из которых находят ограниченное применение, а другие — широкое. Для большинства типов механический расчет может быть выполнен с использованием соответствующих национальных стандартов, приведенных в [1, 2].

В. Теплообменники с двойными трубами. В соответствии с названием теплообменник с двойными трубами (рис. 1) состоит из двух концентрических труб, причем одна жидкость течет по внутренней трубе, а другая — по кольцевому пространству между трубами. Другими составными частями теплообменника являются поворотные гибы труб и соединения для входа жидкости. Эти теплообменники обычно конструируются в виде стандартных секций, изготовленных из труб стандартных размеров. Они могут делаться из углеродистой стали, большинства сплавов с высоким и низким содержанием хрома, аустенитной нержавеющей стали, монеля и фактически из всех свариваемых материалов.

Для этого типа теплообменника применяются методы механического расчета для сосудов под давлением, представленные в национальных стандартах. В некоторых случаях требования коррозионной или термической стойкости могут существенно различаться вдоль длины теплообменника; в таких случаях можно конструировать одну секцию теплообменника из дорогостоящего материала, а другие — из более дешевых материалов. При низких значениях коэффициента теплоотдачи в кольцевом потоке жидкости внутренняя труба может быть оребрена по внешней поверхности (рис. 1).

Для некоторых приложений можно использовать теплообменники этого типа со множеством внутренних труб с оребрением или без него. Там, где необходимо, внутренняя труба или трубы поддерживаются уплотняющими сальниками во избежание прогибов, которые могут привести к неравномерному распределению потока в кольцевом зазоре и к уменьшению производительности теплообменника.

Основным преимуществом теплообменников этого типа является то обстоятельство, что их легко изготовить из труб стандартных размеров, а функции, для которых они предназначены, легко можно расширить путем последовательного или параллельного соединения большого числа элементов в сборки. Такие сборки являются относительно недорогим средством создания поверхности теплообмена, когда одна из жидкостей находится под высоким давлением, что требует в случае использования конструкции обычного кожухотрубного теплообмена дорогостоящих элементов. При использовании болтовых соединений теплообменник легко разбирается для очистки поверхностей труб.

С. Теплообменники с погружением труб и панелей. Теплообменники с погружением труб обычно используются для нагревания или охлаждения рабочих жидкостей в резервуарах или химических реакторах, хотя первичную или рабочую жидкость лучше пропускать через змеевик, если позволяют перепад давления и условия загрязнения. Простейшим аппаратом этого типа является участок трубы,

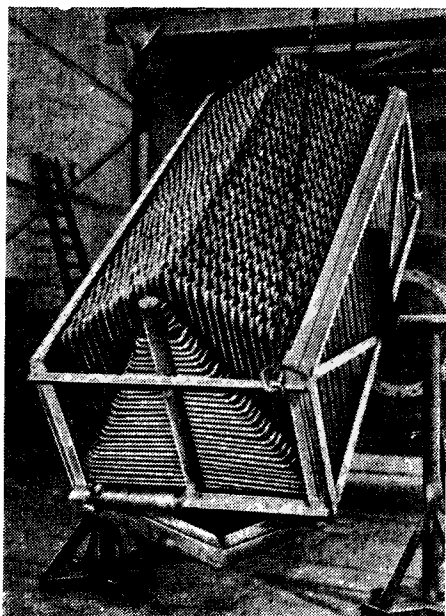


Рис. 2. Подогреватель питательной воды с погружным змеевиком

свернутый в змеевик или серпантин. В некоторых случаях труба оребряется, а змеевик изготавливается в виде пучка труб с входными и выходными патрубками. Эта форма конструкции идеально подходит для применения в резервуарах с центральными мешалками. Кроме того, змеевик может иметь форму горизонтально установленного пучка труб в аппаратах с естественной циркуляцией. Нагревание погружных змеевиков широко применяется в химических реакторах, где большая часть поверхности теплообмена должна обеспечивать высокую степень постоянства температуры в процессе химической реакции. Для этого случая змеевик может иметь довольно сложную конструкцию (рис. 2).

Змеевики можно изготавливать из любых подходящих труб, которым можно придать необходимую форму. В последнее время в условиях, когда требуется высокая коррозионная стойкость, с успехом используется многотрубный змеевик из титана [4] (рис. 3).

Не все нагреватели погружного типа имеют змеевиковые элементы, и во многих случаях при нагреве резервуаров применяются панели погружного типа (рис. 4). Эти панели образуются соединением двух гофрированных панелей таким образом, что гофрированные элементы образуют каналы, через которые течет нагревающая или охлаждающая жидкость. В этом случае получаются довольно сложные картины течения потоков при условии, что обеспечивается эффективное уплотнение между каналами.

Для панелей погружного типа применяются довольно тонкие пластины, из которых штампуются требуемые элементы и которые затем свариваются или спаиваются. В некоторых случаях, когда была важна коррозионная стойкость, а рабочая температура определялась пропитывающим материалом, используемым при изготовлении теплообменника, применялись графитовые панели.

Главным преимуществом погружных нагревателей является то обстоятельство, что они находят применение в нагревателях резервуаров или баков, химических реакторах и рекуператорах, использующих теплоту отходящих газов. Форма погружных змеевиков зависит, скорее, от физических свойств рабочего резервуара или сосуда, чем

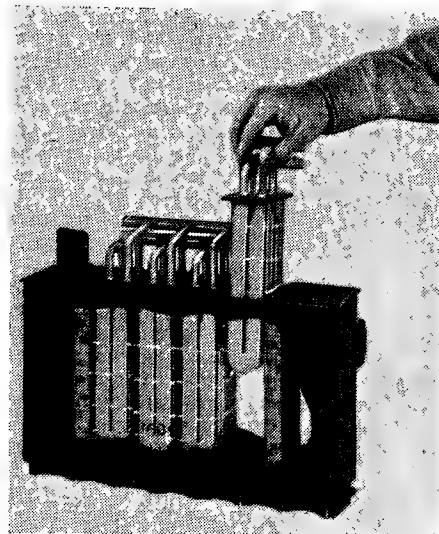


Рис. 3. Модель змеевиков погружного типа, изготовленного из титановых труб

от условий теплообмена. Несмотря на то что змеевики довольно просты в изготовлении и установке, они затрудняют чистку сосуда и теплообменника и поэтому наилучшим образом используются в аппаратах с малым загрязнением поверхностей или в аппаратах со специальными способами чистки.

Ограничения на рабочие давления и температуры обычно задаются изготовителем. При расчете погружных змеевиков можно применять обычные методы расчета, а при расчете плоских панелей можно использовать методы, основанные на национальных стандартах.

Д. Теплообменники типа рубашки. Теплообменники типа рубашки могут быть двух модификаций: либо они крепятся к наружной поверхности резервуара для нагревания или охлаждения, либо образуют одно целое со стенкой сосуда. Теплообменник первого типа может быть изготовлен в виде гофрированных панелей или полос,

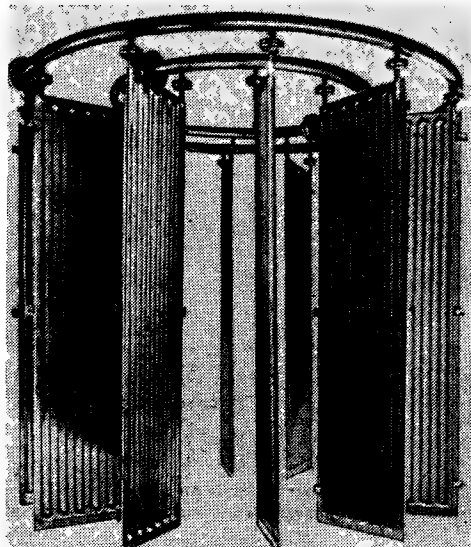


Рис. 4. Нагреватели с погружными панелями

скрепленных с резервуаром. Главное достоинство теплообменников этого типа заключается в том, что для его изготовления не нужно дорогих коррозионно-стойких материалов. Они могут предназначаться для работы в специфических условиях, а также для работы на участке, где требуется дополнительное нагревание, чтобы препятствовать сепарации или осаждению, или для охлаждения пространства вокруг печи или печных дверей для защиты операторов от воздействия излучения.

Теплообменник типа рубашки, составляющий единое целое со стенкой сосуда, не так удобен для использования, как теплообменник первого типа, поскольку его размеры необходимо более точно выдерживать для каждого конкретного приложения. Существуют также ограничения в выборе материалов в отношении коррозионной стойкости, так как одна из панелей рубашки будет находиться в контакте с обеими жидкостями и может подвергаться воздействию коррозии. Главным преимуществом этого типа является то, что термическое сопротивление между двумя жидкостями уменьшено из-за устранения контактного сопротивления между рубашкой и стенкой сосуда. Возможно большое число форм и применений этого типа теплообменника. Методы расчета подробно приведены в национальных стандартах.

Е. Теплообменники блочного типа. Специально обработанные графитовые блоки успешно используются в неорга-

нической химии, где основными жидкостями являются соляная, плавиковая, серная, фосфорная и другие кислоты. Кроме того, они применяются для нагрева раствора для электролитических ячеек и охлаждения гипохлорита натрия [5]. Эти аппараты находят также применение в технологических процессах в органической химии, фармацевтике и биохимии.

Типичный теплообменник показан на рис. 5. Он состоит из ряда графитовых блоков с просверленными в них каналами для течения обеих жидкостей. Графитовые блоки выполнены из поликристаллического графита, который образуется нагреванием блоков аморфного углерода до температур 2500—2700 °С. Смесь кокса и углеводорода формируется и затем нагревается до 100 °С, чтобы удалить все неуглеродные продукты и образовать аморфный углерод. Законченный графитовый блок, который не поддается ковке ни в горячем, ни в холодном состоянии, не сваривается и не отливается, обладает высокой прочностью на сжатие и в то же время низкой прочностью на растяжение и излом. Главными достоинствами являются высокая теплопроводность, хорошая химическая и термическая стойкость, а также хорошая обрабатываемость механическими способами в любых пределах.

На рис. 5 показаны две жидкости, текущие перекрестно, и периферийные камеры, обеспечивающие перемешивание жидкостей, что способствует устранению температурного градиента поперек потока. Модульная конструкция теплообменника позволяет легко увеличивать его размеры. Блоки собираются в одну сборку с помощью полнотетрафторэтиленовых прокладок, так как использование клея имеет свои недостатки — его тепловое расширение отличается от расширения графита, а срок эксплуатации склеенных соединений ограничен периодом, в течение которого они сохраняют упругость.

Методы расчета для этой конструкции имеют узко специализированное применение и зависят от расположения блоков и характера распределения течения жидкостей через блок.

Г. Теплообменник со спиральной пластиной. Теплообменник со спиральной пластиной (рис. 6) является дальнейшей модификацией основного типа пластинчатого теплообменника [6]. Он включает две плоские пластины, сваренные вместе вдоль их длинных кромок, затем согнутые в спиральный змеевик, образующий два отдельных канала, по которым противотоком движутся теплоносители. В центре змеевика делаются патрубки к каждому каналу, служащие выходом в одном случае и входом в другом. Аналогичные патрубки делаются у внешних концов каналов. Спиральный теплообменник можно поместить в сосуд высокого давления или внешнюю панель можно смонтировать так, чтобы она образовывала внешнюю оболочку аппарата. Сверху и снизу теплообменник закрыт крышкой и дном, которые привинчиваются к внешней оболочке теплообменника. Можно изготовить модификацию основного аппарата, когда обе жидкости текут противотоком. Такое устройство специально предназначается для процесса конденсации.

В пластинчатом теплообменнике основного типа применяются эластичные прокладки, которые ограничивают значения рабочей температуры и давления. В спиральном пластинчатом теплообменнике можно использовать про-

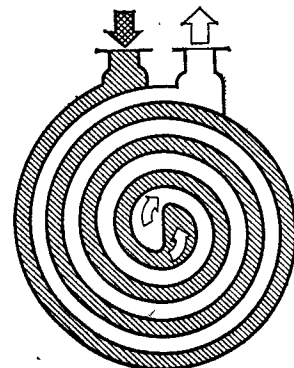


Рис. 6. Схема течения в спиральной пластине

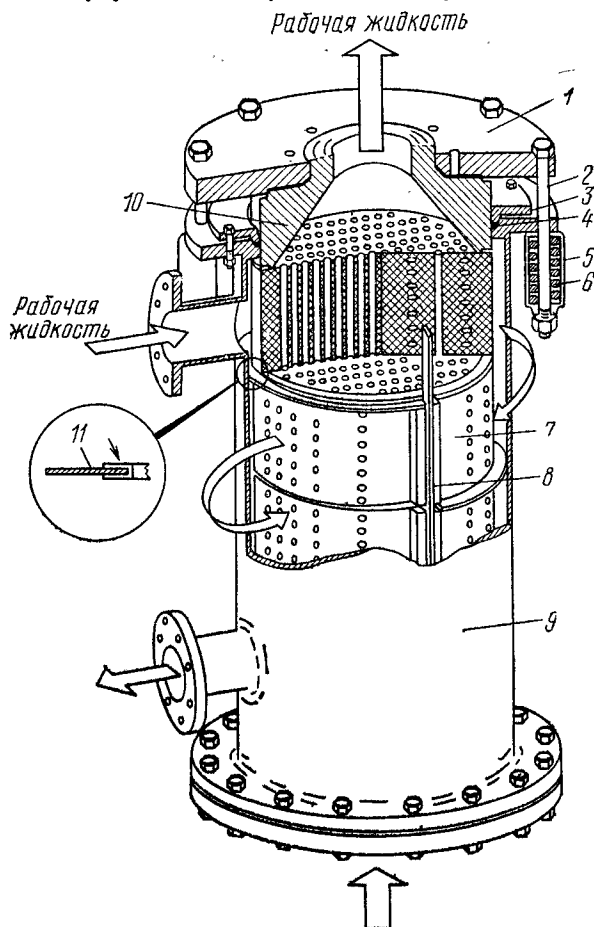


Рис. 5. Теплообменник из графитового блока:

1 — стальной фланец коллектора; 2 — стяжка; 3 — кольцо сальника; 4 — уплотнение; 5 — камера для установки пружин; 6 — пружина; 7 — графитовый блок теплообменника; 8 — графитовая перегородка; 9 — стальной кожух; 10 — блок коллектора; 11 — резиновый асбест

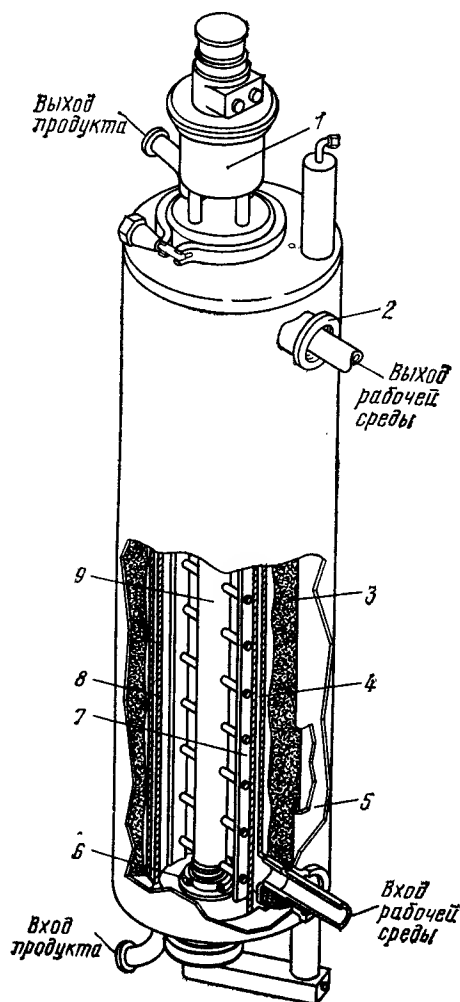


Рис. 7. Теплообменник с вращающимися скребками:
1 — гидравлическая передача; 2 — установочное соединение; 3 — изоляция; 4 — канал для прохода среды; 5 — гидравлическое устройство; 6 — плавающее уплотнительное кольцо; 7 — лопатки; 8 — теплоотдающая стенка; 9 — вал ротора

кладки из сжатого асбестового шнура, что расширяет диапазон рабочих температур до 400 °С. В такой конструкции предельные давления также выше, и большинство теплообменников может работать стабильно при давлениях до 1,0 МПа. Можно получать еще более высокие давления, но эти условия обычно лимитированы использованием аппаратов небольших размеров. Тепловая эффективность теплообменника увеличена за счет использования изогнутых каналов, которые способствуют возникновению турбулентности; гладкая поверхность теплообмена приводит к более низким коэффициентам теплоотдачи, чем в случае использования оребренных пластин. При использовании съемных крышек и днищ этот теплообменник удобен для чистки и поэтому хорошо работает в условиях сильного загрязнения. Эти теплообменники широко применяются для нагрева и охлаждения суспензий. Применяется большое число материалов от стали до титана, т. е. фактически любой свариваемый материал, который можно подвергать холодной штамповке.

Г. Теплообменники со скреперами и шицевого типа. Во время обработки отработанных моющих растворов и не-

которых видов пищевых продуктов рабочая жидкость может концентрироваться на поверхности теплообмена будут образовываться осадки. Эта ситуация также возникает в технологических процессах фармацевтической промышленности. Для этих целей разработан теплообменник со скреперами. Основными его элементами являются сосуд с рубашкой, по которой циркулирует жидкость, и вращающиеся скребки, или скреперы, которые непрерывно убирают продукты с внутренней поверхности теплообменника. Основные детали конструкции и направление течения жидкости показаны на рис. 7. Процессу теплообмена способствует постоянное перемешивание жидкости скреперами, которое также сводит до минимума толщину пленки осадка. Из-за жесткости внутреннего цилиндра стенка может быть довольно тонкой, что уменьшает термическое сопротивление. Вращающаяся часть приводится в движение или электродвигателем, или гидравлическим приводом, что позволяет изменять частоту вращения в соответствии с типом обрабатываемых продуктов; внутренняя поверхность должна быть хорошо отполирована.

Другим теплообменником, который также можно считать теплообменником со скреперами является теплообменник шнекового типа. Он представляет собой цилиндрический кожух, в котором установлены два полых шнека, вращающихся в противоположные стороны. Одна жидкость прокачивается через полые шнеки, а другая, текущая противотоком, входит с одного конца цилиндра и выводится из другого конца за счет действия шнеков. Шнеки приводятся в движение электродвигателем, имеющим переменную частоту вращения. Эта конструкция теплообменника особенно удобна для вязких или клейких продуктов. Материалами могут служить мягкая сталь, нержавеющая и кислотостойкая стали. Для расчета можно применять нормы, используемые для расчета теплообменников типа «рубашки».

Н. Контактные теплообменники. В теплообменниках с непосредственным контактом жидкостей термическое сопротивление тепловому потоку уменьшено за счет того, что устраивается стенка, разделяющая два теплоносителя [7]. Применение этого принципа допустимо только в случае, когда два теплоносителя совместимы друг с другом. Примерами успешного применения теплообменников этого типа являются конденсаторы, нагреватели резервуаров, испарители, осушители и наиболее часто градирни.

Конденсация. Конденсаторы с непосредственным контактом [8] (рис. 8) называются распылительными или струйными конденсаторами и широко используются с вакуумным оборудованием. Аппарат состоит из конденса-

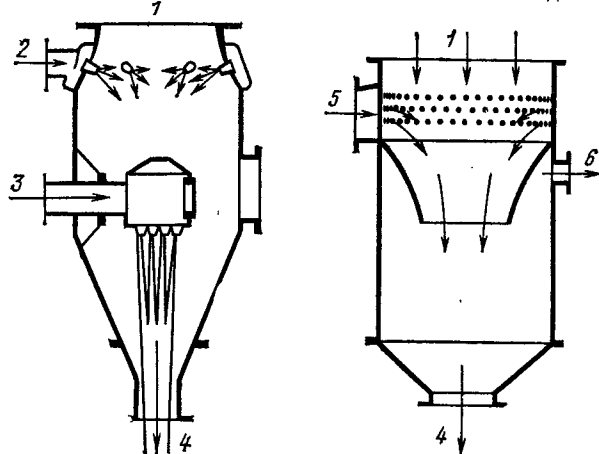


Рис. 8. Конденсатор контактного типа?

1 — вход пара; 2 — вход распыленной воды; 3 — струйная подача воды; 4 — к баку для конденсата; 5 — впрыск воды; 6 — к вакуумному насосу

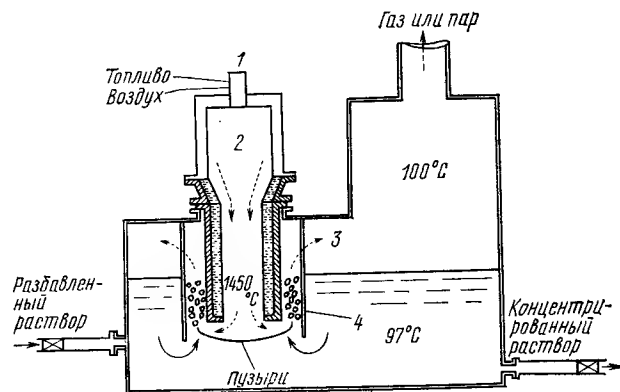


Рис. 9. Основной принцип погружного сгорания
1 — камера сгорания; 2 — зона горения; 3 — труба; 4 — кожух

ционной камеры, соединенной с вакуумным насосом. Охладитель вводится в камеру через распылительные форсунки, что обеспечивает большую площадь поверхности, на которой происходит конденсация пара. Конденсационная камера закрывается снизу колодцем для конденсата и охладителя, пар входит в нее в верхней части. Аппарат конструируется с учетом работы в условиях вакуума, а детали конструкции сильно зависят от конкретной установки и рода используемых жидкостей.

Иногда весьма эффективным методом нагрева резервуара является выпуск пара в резервуар у его основания. Этот метод обладает тем дополнительным преимуществом, что создается турбулентный поток, и жидкость в резервуаре хорошо перемешивается. Метод применим также в трубопроводах, где используются специальные инжекторы. Вообще при этом способе нагрева не происходит потери конденсата, стоимость которого определяется теплосодержанием и очисткой обработанной воды. Конструкция этих агрегатов относительно проста, причем основное внимание уделяется конструкции форсунок, с тем чтобы получить максимальную дисперсность теплоносителя во всем объеме.

Испарение. Контактный теплообмен двух сред часто используется в испарителях и осушителях [9]. Метод сгорания в погружном состоянии [10] (рис. 9) используется в первую очередь в процессах концентрирования и кристаллизации накипи коррозионных и соляных растворов. Топливо и воздух подаются под давлением в камеру сгорания и продукты сгорания, прежде чем покинуть камеру, проходят в виде пузырей сквозь рабочую жидкость. Так же как и ранее, вид конструкции зависит от конкретного приложения. В процессе работы у конца погруженной трубы (в области, где продукты сгорания входят в рабочую жидкость и образуют множество мелких пузырей) возникает интенсивная турбулентность. Интенсивность теплообмена высока из-за непрерывного быстрого обновления поверхности контакта и интенсивной турбулентности, возникающей в кольцевом зазоре между погруженной трубой и кожухом.

Горячий воздух широко применяется в качестве теплоотдающей жидкости, особенно при осушении твердых тел. Влажные твердые частицы находятся в потоке горячего воздуха в течение определенного промежутка времени вплоть до высыхания, а затем уносятся. Продукты сушки не перегреваются, поскольку при атмосферном давлении температура не может возрастать выше 100°C, пока на поверхности тел находится вода.

Охлаждение. Конструкция градиен сильно зависит от системы распределения воды и типа насадки, которые оказывают сильное влияние на характеристики устройств. В конструкциях могут использоваться различные материалы — от мягкой стали с защитным покрытием до пласт-

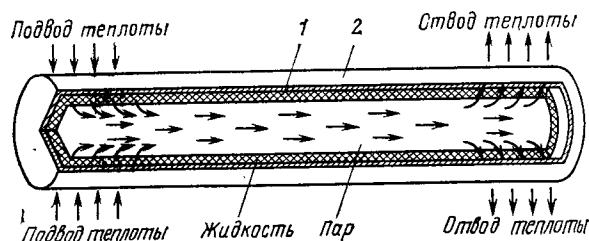


Рис. 10. Основной принцип работы тепловой трубы;
1 — фтиль; 2 — контейнер

тиковых панелей и отформованных пластиковых насадок. Насадка позволяет обеспечить частую смену поверхности охлаждения.

И. Змеевики Хемпсона. В крупномасштабных теплообменниках-охладителях, предназначенных для ожигения газов, используется конструкция, впервые предложенная Хемпсоном [11] в начале века. Конструкция представляет собой ряд труб, намотанных вокруг центрального сердечника таким образом, что трубы проходят по спирали от их начала в одной трубной доске внутрь или наружу, а затем обратно к другой трубной доске.

В современных теплообменниках [12] этот принцип изготовления развит таким образом, что обмотки труб образуют слои, которые наматываются в противоположных направлениях и разделяются распорками. Для каждого последующего слоя используются трубы той же длины, что делает обмотки менее компактными, поскольку слои крепятся на центральном сердечнике. Эта конструкция идеально подходит для одноходовых пучков труб, чтобы обеспечить равномерное распределение потока. Для многоходовых аппаратов желательно увеличивать длину труб в последующих слоях в целях интенсификации теплообмена. По мере увеличения диаметра змеевика можно увеличивать число труб в последующих слоях, чтобы сохранить постоянную структуру обмотки по всему пучку труб.

Во время изготовления центральный сердечник вращается, а слои труб наматываются и закрепляются в трубных досках. Затем межслойные распорки помещаются на верхушке обмотки, и следующий слой наматывается в противоположном направлении. Этот процесс повторяется до тех пор, пока не образуется требуемая площадь теплоотдачи. Змеевик помещается в кожух, и создаются необходимые патрубки для обоих теплоносителей. Любые напряжения в трубах вследствие расширения, вызванного разностью температур между двумя теплоносителями, компенсируются за счет естественных изгибов намотанных труб. Ограничения на материалы конструкции незначительны, поэтому используется большинство материалов, совместимых с рабочими жидкостями, применительно к заданным условиям. Требования для проведения расчета, описанные в § 5.3.3 для кожухотрубных теплообменников, применимы также и в этом случае.

Ж. Тепловые трубы. Принцип действия тепловой трубы впервые описан в [13] в 1942 г. Однако впервые название «тепловая труба» появилось в [14] в 1963 г. Тепловая труба [15, 16] включает в себя контейнер, фтиль и рабочую жидкость (рис. 10).

При работе теплота поступает к одному концу конденсатора-испарителя. Часть рабочей жидкости испаряется, и пар протекает вдоль центрального канала фтиля к другому концу контейнера — конденсатору, где конденсируется с выделением теплоты. Жидкость возвращается к испарительному участку через фтиль под действием капиллярных сил. Движущей силой для паровой фазы является разность давлений пара между испарителем и конденсатором. В жидкости капиллярная сила вызывается наличием разницы кривизны менисков в испарителе и конденсаторе.

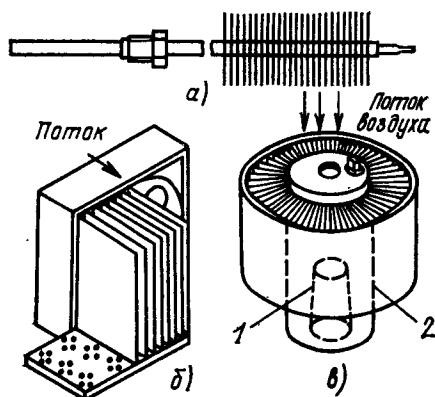


Рис. 11. Типичные конфигурации тепловых труб:

а — цилиндр; б — с плоскими пластинами; в — кольцевого типа;
1 — поверхность для подвода теплоты (испаритель); 2 — поверхность для отвода теплоты (конденсатор)

Существуют три основных формы тепловой трубы (рис. 11). Первая (и самая распространенная) представляет собой закрытый цилиндр. Такая тепловая труба изготавливается из труб или продольно высверленного стержня с продольным сверлением, в который вставляется цилиндрический фитиль, находящийся в плотном контакте со стенкой трубы. Второй тип — это тепловая труба из плоских пластин, которая может быть как круглого, так и прямоугольного сечения. Она изготавливается из двух сваренных плоских пластин с фиксированным расстоянием между ними и закрывается боковыми стенками. Третья конструкция выполнена в виде кольца, в котором соеди-

няются два концентрических цилиндра. Фитиль помещается в пространстве между ними, и весь узел уплотняется.

В тепловых трубах используется широкий диапазон различных фитилей. Главное ограничение на конструкцию заключается в том, что структура фитиля должна создавать капиллярную силу, чтобы возвращать жидкость от конденсатора к испарителю. Хороший контакт между фитилем и внутренней поверхностью трубы имеет важное значение. Это достигается прижиманием фитиля к стенке внутренней пружиной. Разработано множество конструкций фитилей, которые распадаются на два класса — гомогенные и артериальные фитили. Гомогенные фитили изготавливаются из металлических сеток, пенопластов, войлоков, волокон и спеченных материалов. Артериальные фитили содержат каналы, которые обеспечивают малое сопротивление жидкости, возвращающейся к испарителю, и особенно удобны при возникновении кипения внутри фитиля во время течения жидкости к испарителю.

Выбор жидкости определяется рабочей температурой тепловой трубы и совместимостью жидкости с контейнером и фитилем. Более полные сведения о тепловых трубах можно найти в ч. 3 данного справочника.

Основные факторы, которые следует учитывать при расчетах и изготовлении тепловой трубы, — это совместимость компонентов, коррозия, образование газа. Сконструированы некоторые довольно сложные приборы, а именно изотермическая тепловая труба с резервуаром инертного газа, а также тепловым выключателем. В первом случае резервуар размещается вблизи конденсатора; по мере роста температуры газ расширяется, изолируя конденсатор и отключая прибор. Тепловой выключатель работает за счет изменения расхода пара, регулируемого внешним датчиком температуры. Если устройство необходимо использовать в газовых потоках, то для интенсификации теплоотдачи можно применять развитые поверхности.

Раздел 5.4

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И КОРРОЗИЯ

Ланкастер

5.4.1. Введение

Выбор материалов для теплообменников во многих случаях определяется конструкцией оборудования. Реже свойства требуемого материала определяют тип используемой конструкции. Необходимость экономии материалов, с одной стороны, и требования к эффективности теплообмена — с другой, требуют, чтобы при использовании металлов процесс передачи теплоты осуществлялся через относительно тонкие стенки, а это в свою очередь означает, что выбранный материал должен обладать достаточно высокой коррозионной стойкостью для работы в течение продолжительного периода без повреждений.

Почти во всех случаях перенос теплоты осуществляется с учетом теплоносителя, поэтому металл может подвергаться воздействию эрозии и коррозии или ударной коррозии, что увеличивает вероятность любого возникающего повреждения. Возможны также случаи, когда скорость коррозии слишком велика или рабочая температура слишком высока для выбранного материала. При этом может возникнуть необходимость использовать такие материалы, как стекло или графит, имеющие повышенную хрупкость. Следовательно, нужно свести к минимуму напряжения; и уже это обстоятельство является важным фактором при определении типа конструкции. При высоких температурах может потребоваться огнеупорный материал, и хруп-

кость огнеупоров станет важным фактором при расчете, например, рекуператоров.

В рамках настоящего раздела невозможно описать все материалы, используемые для создания многочисленных типов теплообменников. Некоторые сведения о материалах приводятся в разделах, посвященных описанию отдельных теплообменников, а механические свойства материалов подробно обсуждаются в § 4.4.5 и 4.4.8. Данный обзор касается в основном рассмотрения материалов для кожухотрубных теплообменников и воздухоохладителей. Сначала рассмотрены материалы, используемые на практике, а затем различные виды повреждений, которые могут возникать в теплообменнике в процессе работы.

5.4.2. Конструкционные материалы

В нормах и стандартах расчета оборудования приведены материалы, которые можно использовать в теплообменниках, в общем случае нормы и стандарты расчета определяют лишь минимальные, качественные характеристики материалов.

Материалы и соответствующие расчетные значения напряжений, которые необходимо использовать совместно с нормами ТЕМА, даны в «Нормах расчета сосудов высоко-

го давления и котлов» Ассоциации изготовителей трубчатых теплообменников (ASME) (США).

Прежде чем обсуждать различные материалы для теплообменников, полезно рассмотреть элементы теплообменников различных типов.

А. Виды изделий. Элементы теплообменников.

Трубы. Трубы изготавливаются волочением, электро-сваркой или повторным волочением. На практике цельнотянутые трубы предпочтительнее труб, изготовленных с использованием электросварки. Однако нередко в цельнотянутых трубах имеются продольные трещины, которые могут развиваться по мере возрастания давления в трубе, и трудно сказать, что рискованнее — применять бесшовные или сварные трубы. Сварные трубы и трубы, полученные повторным волочением, наиболее экономичны, когда они изготовлены из хромоникелевых сталей. Сварной шов может обладать более низкой коррозионной стойкостью по сравнению с основным материалом трубы, однако этот эффект устраняется протяжкой и соответствующей термической обработкой при температуре 1000—1050 °C.

Трубные доски. Трубные доски обычно изготавливаются путемковки, причем наиболее предпочтительной являетсяковка с высадкой, т. е. ковка из относительно толстой болванки, а не из плоского листа. Использование пластин для изготовления трубных досок обычно не принято из-за возможного расслоения в местах, где доска приваривается к кожуху. Трубные доски могут покрываться аустенитной хромоникелевой сталью путем сварки плавлением или с использованием методов взрыва [1]. При нанесении покрытия взрывным методом полезно предусмотреть меры против хрупкого разрушения, используя, например, прошедший динамические испытания лист при условии, что обработанные механическим способом канавки хорошо закруглены или лист предварительно нагрет перед сваркой.

Кожухи, каналы, крышки и колпаки. Кожухи, каналы, крышки каналов и колпаки обычно изготавливаются из листов, а при использовании в теплообменниках, работающих при высоких давлениях, могут быть получены путемковки. Литые имеет ограниченное применение: чугун используется для каналов небольших по размерам конденсаторов, а литейная бронза или латунь — для изготовления крышек плавающих головок. Пластины пластинчатых теплообменников делаются из листового металла, который можно формировать различным способом для изготовления опор и интенсификаторов теплообмена. Возможностью формирования, таким образом, является важным свойством материала, используемого в определенных типах пластинчатых теплообменников. Свариваемость металлов также обязательна для изготовления большинства типов теплообменников, что особенно важно при сварке труб и трубных досок. Несмотря на успехи, достигнутые в технологии сварки, в процессе эксплуатации сварочные соединения еще подвержены разрушениям.

Таблица 1. Конструкционные материалы для работы в условиях отсутствия коррозии

Температурный диапазон, °C	Теплообменник	Материал
Ниже 100	Любой	Аустенитная хромоникелевая сталь, алюминий
—100 ÷ —45	»	Сталь с содержанием Ni 3,5%
—45 ÷ 0	»	Углеродистая сталь, прошедшая ударную обработку
0—500	»	Углеродистая сталь
Свыше 500	Кожухотрубный	Сталь с огнеупорной футеровкой

В. Материалы, работающие при отсутствии коррозии. Типичные материалы предназначенные для работы в условиях отсутствия коррозии в различных диапазонах изменения температуры, приведены в табл. 1. При низких рабочих температурах для кожухотрубных теплообменников чаще всего используется аустенитная хромоникелевая сталь. Многие низкотемпературные теплообменники (например, установки, работающие на этилене или жидком кислороде) изготавливаются в виде кассеты, в которой чередуются слои плоских и гофрированных алюминиевых листов, спаянных вместе. Такие теплообменники имеют максимальную площадь поверхности для любого заданного объема и меньший, чем другие типы теплообменников, объем [2].

Для работы в условиях низких температур более экономичной может оказаться обычная конструкция кожухотрубных теплообменников с использованием стали с добавкой Ni 3,5 %, или стали, прошедшей динамические испытания. Температура, разделяющая области применения стали, прошедшей динамические испытания, и стали, не прошедшей испытания на удар, равна 0 °C; однако в некоторых нормах расчета теплообменников эта температура изменяется в зависимости от толщины материала. На практике обычно лучше устанавливать единое значение этой температуры для всех частей теплообменника, находящихся в контакте с холодной жидкостью.

Может также оказаться желательным применять ударно-обработанные толстые пластины или поковки и при рабочих температурах выше 0 °C. В [3] отмечалась хрупкая поломка нагревателя высокого давления питательной воды, которая объяснялась частично низкой пластичностью поковки. В [4] описана аналогичная поломка теплообменника с синтетическим газом на заводе по производству аммиака. Поломка была вызвана существовавшей ранее трещиной, однако основная причина состояла в низкой пластичности ковального канала, температура перехода которого была около 100 °C. Поковки больших размеров могут быть подвержены охрупчиванию вследствие незначительной механической обработки первоначальной отливки, в которой образуются крупные зерна из-за трудностей достижения необходимой скорости охлаждения при термической обработке металла. Для массивных стальных элементов в [4] даются следующие рекомендации:

для удовлетворительной сварки содержание углерода должно быть меньше 0,15 %;
содержание ванадия должно быть 0,10 %;
термическая обработка должна обеспечить соответствующую твердость толстостенных элементов. Температура термической обработки для стали, содержащей углерод и марганец, должна быть более 600 °C, а для стали, содержащей ванадий, — 650 °C или выше;
напряжения в материале не должны превышать 550 МПа.

При высоких температурах может оказаться необходимым использовать углеродистую или низколегированную сталь, защищенную огнеупорной футеровкой. Типичными примерами такого использования футеровки являются входные устройства котлов-утилизаторов отходящей теплоты, установленные непосредственно за этиленовыми пиролитическими печами и парометановыми печами. Таким образом, футеровка служит тепловым барьером, обеспечивающим возможность работы углеродистых и низколегированных сталей при допустимой температуре. Необходимо препятствовать проникновению горячего газа сквозь трещины, что достигается установкой обшивки или кожуха из сталей с содержанием 18 Cr — 10 Ni или 25 Cr — 20 Ni. В свою очередь, огнеупорный материал может крепиться к кожуху или колпаку с помощью штифтов или стальной сетки с гексагональной решеткой [5, 6].

С. Материалы, работающие при коррозионных воздействиях.

Углеродистая сталь применяется в средах, оказыва-

ющих слабое коррозионное воздействие. Например, трубы из углеродистой стали обычно используются при переработке углеводородов в условиях контакта с охлаждающей водой в охладителях и конденсаторах. Существуют и другие, более коррозионные среды, для которых с успехом применяются углеродистые стали. Одним из примеров является парциальный конденсатор дистилляционной колонны для переработки нефтепродуктов при атмосферном давлении. Конденсат содержит смесь воды и углеводорода, тогда как газовая фаза может содержать сернистый водород H_2S , аммиак или хлориды. Для кожухотрубных конденсаторов стандартными материалами являются латунь (морская или латунь с содержанием алюминия) для пучка труб и углеродистая сталь для кожуха.

При использовании воздухоохладителей в очистных парциальных конденсаторах трубы и коллекторы из углеродистой стали обычно работают надежно, несмотря на то что капли, конденсирующиеся первыми, содержат воду с растворенными в ней H_2S и аммиаком. Аналогичный результат достигнут и при использовании труб из углеродистой стали в парциальных конденсаторах отгоночных секций ректификационных колонн для очистки CO_2 , где конденсатом была угольная кислота. В настоящее время для этой цели принято использовать аустенитные хромоникелевые трубы, тем не менее трубы из углеродистой стали могут иметь вполне разумный срок службы. В таких случаях необходимо соотносить капитальные затраты на приобретение легированных сталей и затраты, связанные с незапланированной остановкой оборудования. С ростом масштабов технологических установок все более очевидным становится необходимость использования легированных сталей вместо углеродистых.

Процессы эрозии и коррозии могут играть важную роль при определении срока службы теплообменников из углеродистой стали, и по этой причине конденсаторы, в которых такие трубы могут быть подвержены ударной коррозии, и ребойлеры, в которых локальные значения скорости при движении двухфазного потока могут достигать больших значений, имеют ограниченный срок службы.

При работе в области высоких температур углеродистая сталь имеет ограниченную применимость вследствие коррозионного воздействия водорода [7] или смеси водорода и сернистого водорода H_2S [8]. Допустимые предельные значения температуры выбираются с помощью номограмм [7, 8], причем в качестве определяющей температуры принимается температура рабочей жидкости на горячей стенке. Принято выбирать расчетную, а не рабочую температуру, однако это может привести к неэкономичному выбору материала.

Обычно предпочтительнее избегать использования легированных материалов в тех случаях, когда разумнее использовать углеродистую сталь: применение низколегированной стали увеличивает трудности при ее производстве, тогда как аустенитная хромоникелевая сталь может растрескиваться вследствие коррозии, обусловленной загрязнением оборудования или рабочей жидкости водными растворами хлоридов.

Низколегированные стали. Углеродисто-молибденовые и хромомолибденовые стали применяются в кожухотрубных теплообменниках для защиты от воздействия коррозии, например против воздействия серного меркаптана в углеводородах или для повышения прочности при высоких температурах. Были случаи, когда в теплообменниках, изготовленных из низколегированных сталей, во время работы возникали трещины. Трещины появлялись главным образом в соединениях патрубков, особенно в элементах, имеющих большую массу. Этой проблемы можно избежать, применяя низколегированную сталь только там, где это необходимо, размещая патрубки достаточно далеко друг от друга, используя полностью усиленные патрубки, а не компенсирующие пластины.

Феррохромистые нержавеющие стали. Феррохромистые

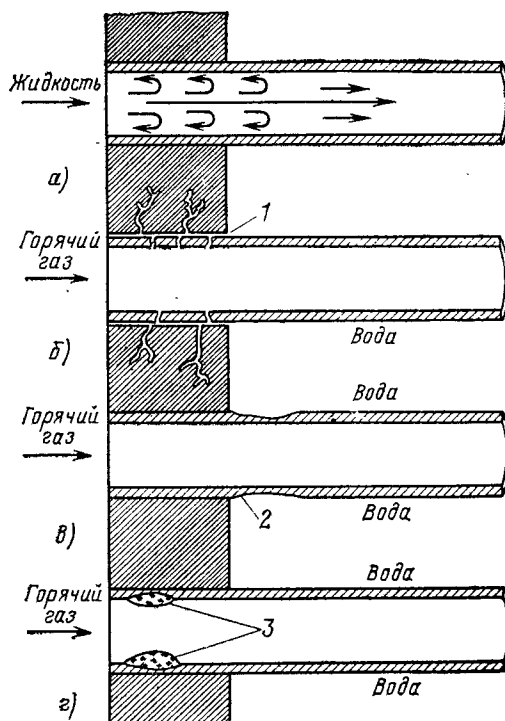


Рис. 1. Повреждение концов труб:

а — турбулентность потока на входе вызывает точечную коррозию или общую коррозию (способы борьбы: контроль скорости, введение ингибиторов, установка защитных муфт); б — высокая температура газа на входе вызывает испарение воды в области между трубой и трубной доской (1) и соответствующее коррозионное растрескивание аустенитной хромоникелевой стали (способы борьбы: уменьшение температуры газа на входе, использование ферроматериалов, монеля); в — окисление в паре (2) вследствие интенсивного теплообмена и возникновения пленочного кипения [способы борьбы: улучшение конфигурации соединения (см. § 5.4.3, рис. 2), использование защитных муфт, изготовление концов труб из инконеля]; г — конденсат, образующийся на входе или на другой части трубы вызывает коррозию (3) (способы борьбы: использование более коррозионно-стойкого материала труб)

нержавеющие стали типа 12 Cr и 17 Cr используются для защиты от коррозии при воздействии серного меркаптана, водорода или H_2S при повышенных температурах и в условиях действия слабых кислот, например водного раствора CO_2 . Вместо стали с содержанием 5 Cr — 1/2 Мо в случае, когда кожухи и каналы подвергаются действию горячих серосодержащих углеводородов, может использоваться плакированная сталь 12 Cr. Трубы из нержавеющей стали типа 12 Cr или чаще 17 Cr могут использоваться для охладителей и котлов-утилизаторов отходящей теплоты, когда вода циркулирует в межтрубном пространстве, а газ, из которого образуется конденсат с коррозионным воздействием, — в трубном пучке. В такой конструкции при использовании труб из аустенитной хромоникелевой стали существует риск коррозионного растрескивания: вода испаряется в пространство между трубой и трубной доской, и даже при подаче питательной воды с высокой степенью очистки может происходить отложение солей с большим содержанием хлоридов, что способствует образованию коррозионных напряжений. На рис. 1 показаны разные виды коррозионных воздействий на концевую зону трубы.

Феррохромистые стали не подвержены такого рода воздействиям, однако если отложения образуются на поверхности, охлаждаемых водой, то это должно приводить к образованию коррозионных язвин. В тех случаях, когда воздействие коррозии на трубы из стали с содержанием 17 Cr слишком велико, может оказаться необходимым ис-

пользование одной из ферритных или ферритно-аустенитных нержавеющих сталей типа 18 Cr — 1/2 Mo или 26 Cr — 16 Ni — 1/2 Mo. У ферритных и ферритно-аустенитных нержавеющих сталей с увеличением температуры возрастает хрупкость, и их нельзя использовать при температурах выше 400 °С. Для таких типов сталей сварные швы также обладают повышенной хрупкостью, и их применения следует избегать в тех частях оборудования, которые работают под высоким давлением.

Аустенитные хромоникелевые стали. Аустенитные хромоникелевые стали используются в широком диапазоне воздействия коррозионных сред, включая органические и неорганические кислоты, фенолы, смеси H_2 и H_2S при повышенных температурах, а также в условиях, когда требуется получение продукта с высокой степенью чистоты [9, 10]. Исключение составляют случаи, когда существует опасность коррозионного растрескивания. Аустенитная нержавеющая сталь используется в охладителях, когда агрессивная среда протекает в межтрубном пространстве, а вода — в трубном пучке. В таких установках необходимо контролировать содержание хлоридов в охлаждающей воде: для охладителей, установленных в карбамидном контуре установок по производству мочевины, максимальное содержание хлоридов равно 100 млн⁻¹, однако для большинства установок разумным может оказаться уровень 350 млн⁻¹; известно, что охладители с трубами из нержавеющей стали успешно работали и при содержании хлоридов 1000 млн⁻¹. При слабом коррозионном воздействии обычно используется нержавеющая сталь типа AISI 304, а для более тяжелых условий — сталь типа 316. Иногда требуется обработка растворами U-образных труб при температуре 1050 °С после формовки, и в этих случаях необходимо использовать стабилизированные стали типов 321 и 347 или стали с низким содержанием углерода (типов 304 L и 316). Существует ограниченное число приложений, когда необходимо использовать трубы из стали на основе кобальта или никеля, например при работе с соляной, муравьиной и уксусной кислотами, хлоридами железа и меди, горячей фосфорной или серной кислотами [11].

Если теплоноситель в межтрубном пространстве не оказывает коррозионного воздействия и проблемы, связанные с тепловым расширением или электрохимической коррозией отсутствуют, детали теплообменника, за исключением самих труб, включая перегородки и растяжки, изготавливают из углеродистой стали. В таких случаях трубная доска из углеродистой стали покрывается нержавеющей сталью только со стороны трубного пространства.

Сплавы на основе меди. Ингибированная морская латунь с содержанием приблизительно 70 Cu — 30 Zn с небольшими добавками мышьяка или сурьмы является в США стандартным материалом для конденсаторов, охлаждаемых морской или соленой водой, с трубными досками, изготавливаемыми из прокатанной морской латуни (60 Cu — 40 Zn). В Великобритании и в европейских странах чаще используется латунь вследствие ее лучшего противодавления влиянию скорости потока. Латунь обладает коррозионной стойкостью в отношении конденсатов, содержащих CO_2 , в вакуумных конденсаторах паровых турбин и, как было показано выше, конденсатов с содержанием H_2S . Однако она подвержена воздействию растворов аммиака, и в случаях, когда конденсат или охлаждающая вода содержит аммиак, латунь обычно не используют.

Другим материалом на основе меди, который находит широкое применение для изготовления труб теплообменников, является мельхиор. Типичными составами являются 90 Cu — 10 Ni, 80 Cu — 20 Ni; 70 Cu — 30 Ni, причем все они могут содержать небольшие добавки железа для увеличения стойкости к воздействию эрозии и коррозии. Состав 70 Cu — 30 Ni обладает коррозионной стойкостью к морской воде почти при всех обстоятельствах, но может загрязняться ею. Этот сплав используется также в парциаль-

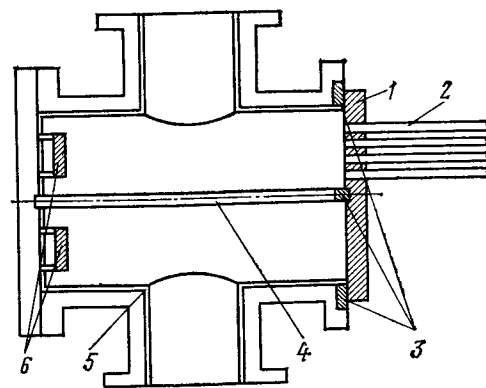


Рис. 2. Типичная схема защиты канала и концов труб латуни трубно-пучка охладителя или конденсатора при работе с морской или соленой водой:

1 — латунная трубная доска; 2 — латунные трубы; 3 — поверхность, контактирующая с покрытием трубной доски из аустенитной хромоникелевой стали, нанесенным путем наплавки; 4 — разделительная пластина; 5 — органическое покрытие: высококачественная эпоксидная смола, фенольная резина или резиновая оболочка (покрытия могут быть нанесены также на поверхности трубной доски и концах труб); 6 — аноды из мягкого железа

ных конденсаторах и в выпарных ребойлерах, установленных в системах очистки CO_2 . В выпарных ребойлерах мельхиор будет успешно работать при условии, что в окружающей среде будет отсутствовать кислород или сера. Для охладителей и конденсаторов, работающих на морской воде, используется также алюминиевая бронза (95 Cu — 5 Al), и в особенности, когда температура охлаждающей воды выше нормальной. Во всех случаях применения медных сплавов необходимо избегать появления гальванических пар. Например, когда канал из углеродистой стали контактирует с латунной трубной доской в морской воде, на углеродистую сталь следует нанести покрытие из аустенитной хромоникелевой стали по всей площади контакта или каким-либо образом осуществить электрическую изоляцию (рис. 2).

Сплавы на основе никеля. Использование сплавов на основе никеля в условиях сильного воздействия коррозии рассматривалось выше. Сплав монель с содержанием Ni — 30 Cu используется в ряде установок, таких, как охладители соленой воды, в частности морской, и нагреватели испарителей питательной воды, в которых вода циркулирует в трубном пространстве, а также в теплообменниках, в которых происходит коррозионное растрескивание и другие виды коррозии, вызванные воздействием хлоридов. Монель обладает значительной стойкостью к коррозии, вызванной фтористыми соединениями, и может использоваться, например, в ребойлерах и конденсаторах при алкилировании с применением фтористого водорода HF в качестве катализатора [12]. Однако на современных заводах, где применяются меры по очистке воды, для изготовления теплообменного оборудования находит широкое применение углеродистая сталь [13]. Монель может также использоваться в установках с горячей каустической содой и горячим раствором карбоната калия.

Титан используется в кожухотрубных теплообменниках, охлаждаемых морской водой и, в частности, тогда, когда рабочая жидкость оказывает коррозионное воздействие на латунь или другие аналогичные металлы. Для уменьшения стоимости трубы изготавливаются из металла типа 20 или 22 BWG. Однако при такой малой толщине материала необходимо увеличить число трубных опор для того, чтобы избежать усталостных повреждений. Трубные доски могут быть выполнены из сплошного листа титана или углеродистой стали с защитным покрытием из титана, что обычно используется на практике при сварке труб с трубной доской. Титан представляет собой стандартный мате-

риал для изготовления пластинчатых теплообменников, в которых в качестве охлаждающей среды используется соленая, солоноватая вода или вода, обладающая коррозионными свойствами.

Покрытия из органических материалов можно использовать для защиты любой части кожухотрубного теплообменника или теплообменника с двойными трубами, главным образом, против воздействия воды и, в меньшей степени, против воздействия рабочих жидкостей, обладающих коррозионными свойствами. Для защиты каналов, а иногда трубных досок охладителей и конденсаторов, работающих на морской и соленой воде, применяется нанесение покрытий из высокопрочной эпоксидной смолы на основе очищенного растворителя. Для этих же целей канал может быть покрыт резиной. Трубы могут быть покрыты изнутри или снаружи спеченной феноловой или эпоксифеноловой смолой. Смолу наносят в несколько слоев с последующим отжигом каждого слоя, и при достижении требуемой толщины и сплошности поверхности проводится окончательный отжиг при более высокой температуре (около 200 °С). Такие покрытия наиболее эффективно наносят на внутреннюю поверхность трубного пучка. Кроме того, покрытие можно наносить на внешнюю поверхность U-образных труб пучков, однако наличие разрывов между трубами и перегородками не может гарантировать эффективности нанесения покрытия. Аналогичные трудности возникают при покрытии кожуха теплообменника с U-образными трубами, хотя они в некоторой степени преодолеваются установкой рельсов из нержавеющей стали, по которым может скользить трубный пучок. Элементы конструкции с покрытиями должны проектироваться таким образом, чтобы избегать острых углов и впадин.

Органические покрытия с химической и термической обработкой широко используются вообще в промышленности, в том числе при изготовлении теплообменников, особенно конденсаторов, работающих на морской воде, когда отсутствие загрязнений компенсируется возрастанием термического сопротивления пленки покрытия. Высокопрочные эпоксидные смолы, вулканизированные на воздухе, могут применяться до температуры 70 °С, а оттоженные фенольные смолы — до температур 80 (в сырых условиях) и 120 °С (в сухих условиях). Весьма важным является контроль за качеством подготавливаемой поверхности, нанесением покрытия и сушкой; окончательные приемные испытания должны включать испытания на неразрывность пленки [4].

Неметаллические материалы. В специальных конструкциях теплообменников, работающих в особо сложных условиях, например при использовании водных растворов плавиковой кислоты и хлора, находят применение водонепроницаемый графит. Для изготовления труб в воздухоподогревателях мощных печей и в котлах электростанций используется стекло. В таких конструкциях теплота передается от выходящих дымовых газов к входящему холодному воздуху. На поверхности труб происходит конденсация концентрированной серной кислоты из-за присутствия в дымовом газе SO_3 , и в металлах быстро возникает коррозия. Стеклянные трубы располагаются в металлическом коробе, покрытом слоем политетрафторэтилена. Механическое уплотнение между трубами и металлическим коробом осуществляется таким образом, чтобы не нарушить покрытия из политетрафторэтилена. Можно также изготавливать кожухотрубные теплообменники со стеклянным кожухом и трубами из нержавеющей стали или тантала, причем тантал применяется при кипении серной кислоты [15].

5.4.3. Коррозия и другие виды повреждений

В теплообменниках при движении потока могут возникать различные виды повреждений, коррозионная эрозия, фрикционная коррозия и усталостная коррозия; кроме

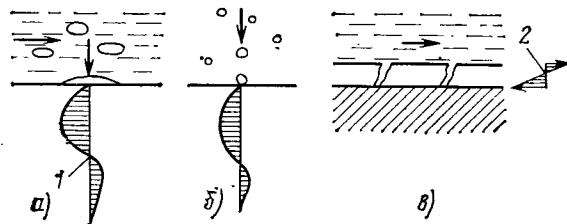


Рис. 1. Разрушения вследствие возникновения напряжений:

а — кавитация (схлопывание пузырей на металлической поверхности создает поперечные колебания напряжений поверхности, вызывающие локализованные усталостные разрушения); б — ударная коррозия (возникает вследствие попадания капель жидкости на поверхность); в — коррозионная эрозия (поперечные касательные напряжения при течении жидкости вызывают разрушения или уменьшение толщины защитной пленки); 1 — переменные напряжения; 2 — стационарный профиль касательного напряжения

того, они могут подвергаться коррозионному растрескиванию из-за существующих ранее в металле или возникающих напряжений. Сначала будут рассмотрены эти механические повреждения, а затем некоторые жидкости, которые приводят к коррозии в теплообменниках.

А. Механические повреждения. Существует три основных вида воздействий, связанных с движением теплоносителя (рис. 1): кавитационная коррозия, ударная коррозия и коррозионная эрозия.

Кавитационная коррозия возникает в тех случаях, когда комбинация динамического перепада давления и статического давления вызывает появление растягивающих сил в жидкости, при этом образуются, а затем лопаются пузыри (на металлической поверхности или вблизи от нее), что приводит к возникновению чередующихся растягивающих и сжимающих напряжений в металле. Эти циклические напряжения могут привести к усталостному разрушению, которое, в свою очередь, вызывает образование язвин, даже когда жидкость не оказывает коррозионного воздействия [16]. В теплообменниках эта чисто механическая форма повреждений возникает крайне редко, однако низкий эффективный перепад давлений, существующий в верхних трубах воздухоохладителей, приводит к образованию пузырей, разрушению защитной пленки на металлической поверхности и возникновению язвенной коррозии.

Ударные повреждения. Столкновение жидких капель с металлической поверхностью может вызвать ее повреждение за счет механизма, аналогичного описанному при рассмотрении кавитации. Как и ранее, скорость жидкости в теплообменнике недостаточно высока для того, чтобы вызвать чисто механическое повреждение, однако если капли обладают коррозионным воздействием, то может возникнуть быстрое повреждение при исчезновении защитных пленок. Наиболее сильный эффект наблюдается на первой стадии конденсации, когда жидкость диспергирована в виде мелких капель. В [17] описан аналогичный случай, когда водяные капли, конденсирующиеся в газе, содержащем CO_2 , налетали на трубную доску теплообменника из углеродистой стали и разъедали ее со скоростью коррозии металла 40 мм/год.

Воздействие коррозионной эрозии на конец трубы. Эрозионные и коррозионные процессы могут возникать в любом месте теплообменника, где высока линейная скорость или существует турбулентное течение жидкости. В межтрубном пространстве может проявляться совместное воздействие ударной и коррозионной эрозии, обусловленное влиянием конденсирующего газа, поэтому на практике поперек входного патрубка устанавливаются отбойный щиток, чтобы отклонить течение потока в сторону. Дополнительно или в качестве альтернативы один или

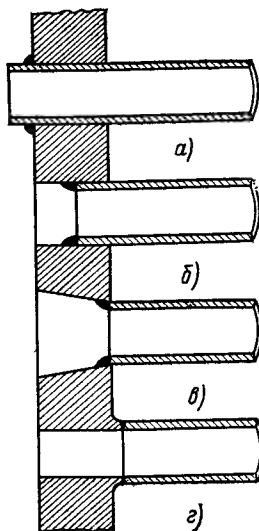


Рис. 2. Конструкция соединений между трубой и трубной доской, позволяющие избежать перегрева концов труб:

а — типичное соединение, чувствительное к перегреву; б — улучшение конструкции при минимальных затратах; в — изменение отверстия трубы, улучшающее движение потока и создающее удобство при сварке; г — конструкция, требующая специального сварочного оборудования и механической обработки задней стороны трубной доски (требуются дополнительные затраты, эффективна при контролируемых условиях сварки); д — конструкция с фланцем.

два ряда внешних труб можно заменить сплошными стержнями того же диаметра.

Коррозионная эрозия может возникать внутри труб, когда скорость потока очень высока, например если некоторые трубы забиты загрязнениями. Такая проблема чаще всего возникает в охладителях и конденсаторах, особенно в однокотловых аппаратах при охлаждении морской или соленой воды. Конструктивные изменения в процессе работы в контуре охлаждающей воды или циркуляция загрязненной воды могут также вызывать повреждения [18]. Из-за турбулентности потока на входе трубы коррозионная эрозия наиболее вероятно возникает в этом месте (воздействие на конец трубы). Коррозия проявляется обычно в виде образования язвы, однако могут существовать и другие виды повреждений. Концы труб могут оказаться уязвимыми в результате других воздействий (см. рис. 1, § 5.4.2). Например, в котле-утилизаторе отходящей теплоты с высокой температурой газа на входе возможно возникновение пленочного кипения на внешней поверхности труб вблизи трубной доски, что приведет к повреждению в результате окисления паром. Способы защиты от перегрева концов труб иллюстрируются на рис. 2. В конденсаторах с азотной кислотой на входе в трубу образуется концентрированный раствор кислоты, который вызывает коррозию сталей 17 Cr, предназначенной для работы в этих условиях.

Предотвращение коррозионной эрозии. Коррозионную эрозию можно предотвратить в первую очередь путем использования оборудования при значениях температуры и скорости потока жидкости ниже предельно допустимых: в табл. 1 приведены типичные предельные значения скорости и температуры для различных материалов. Приводятся также значения максимальной скорости и минимальной температуры воды, при которых предотвращается образование отложений, приводящих к образованию язвенной коррозии (коррозия под слоем отложений). Даже при правильном расчете при описанных ранее условиях может возникнуть коррозия; если воздействие коррозии локализовано на конце трубы, его можно устранить установкой муфты. Они представляют собой обрезки труб с фланцев на одном конце и конусом на другом, что обеспечивает плавный переход к защищаемой трубе. При низкой входной температуре (например, в охладителях) можно использовать пластиковые муфты, а также коррозионно-стойкие металлические и теплоизолированные металлические муфты для уменьшения перепада теплоты на входе трубы. Применение муфт не позволяет полностью решить

Таблица 1. Предельные значения температуры и скорости жидкости для кожухотрубных теплообменников¹

Материал	Максимально допустимая температура на стороне рабочего процесса, °C	Допустимый диапазон скоростей в трубах, м/с
Сталь, покрытая эпоксидной смолой	140	1,0—2,5
Морская латунь	200	1,0—2,0
Алюминиевая латунь	200	1,0—2,5
Алюминиевая бронза	250	1,0—3,0
Мельхиор 70 Cu — 30 Ni	425	1,0—3,0
Монель	475	1,0—3,5
Углеродистая сталь	525	1,0—2,5
Сталь с содержанием 17 Cr	400	2,0—3,5
Сталь с содержанием 18 Cr — 10 Ni	800	2,0—3,5

¹ Максимальная температура отработанной воды: для морской воды 45 °C (выше этой температуры может возникать коррозия и отложение солей), для воды башенного охладителя 50 °C (выше этой температуры может образовываться отложение сульфата кальция).

проблемы по следующим причинам: они могут быть смещены, могут мешать производить очистку, могут вызывать турбулентность, приводящую к коррозии вблизи концов труб. Альтернативным решением является использование труб из более коррозионно-стойкого материала, например замена труб из алюминиевой латуни на мельхиор с содержанием 70 Cu — 30 Ni. Воздействие на концы труб и коррозионная эрозия латунных труб в значительной степени замедляются наличием в морской воде растворенного железа. По этой причине можно установить на крышке теплообменника или самой трубной доске аноды из мягкого железа. Другим способом появления растворенного железа в воде является введение сульфата железа. Это оказалось эффективным средством противодействия коррозии в тех случаях, когда она вызывает опасные повреждения [18, 19]. Цинковые аноды применялись для защиты каналов и концов труб в охладителях морской воды, однако они быстро поляризуются, что вызывает определенные сомнения относительно эффективности их использования [18].

Фрикционная коррозия наблюдалась в испарителях штыкового типа. К ним относятся котлы-утилизаторы отходящей теплоты с двойными трубами, в которых вода течет вниз по центральной трубе, а затем вверх по кольцевому зазору между внутренней и внешней трубами. Для поддержания постоянных размеров этого кольцевого зазора устанавливается дистанционирующая сварная решетка, что может привести к относительному перемещению между решеткой и внешней трубой и вызвать разделение поверхности и образование отверстий в трубе. Фрикционная коррозия может возникать также в точках контакта соседних пластин пластинчатых теплообменников, а также между трубами и перегородками кожухотрубных теплообменников (рис. 3).

Усталостные разрушения. Аналогично сосудам высокого давления теплообменники подвергаются циклическим нагрузкам при периодических пусках и остановках оборудования или при периодическом нагружении и снятии нагрузки в самом теплообменнике. На них также воздействуют пульсации давления, если в контуре установлен поршневой компрессор. В любом из этих случаев разработаны способы предотвращения усталостных разрушений

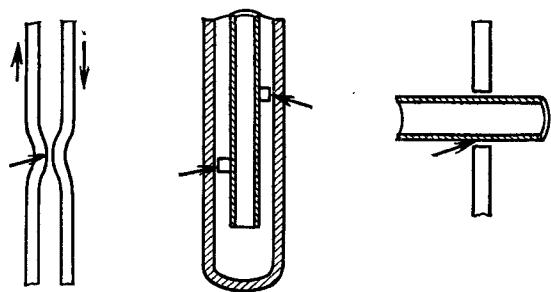


Рис. 3. Типичные очаги повреждений при фрикционной коррозии в условиях вибрации элементов

[20]. При поперечном обтекании потоком жидкости в межтрубном пространстве обычным явлением являются усталостные разрушения труб. В случае, если расстояние между перегородками относительно велико и скорость жидкости слишком высока, может возникнуть вибрация труб. Критическая скорость, при которой возникает вибрация, обратно пропорциональна корню квадратному из длины безопорного участка трубы, и ее можно рассчитать по формуле, предложенной в [21]. Разрушения возникают в перегородках или трубных досках и распространяются преимущественно на внешние ряды труб пучка. Вибрацию можно устранить уменьшением длины безопорного участка труб каким-либо способом [22], однако лучшим способом является учет вибрации на начальном этапе конструирования теплообменника.

Пластини перегородок, установленные поперек патрубков для входа жидкости в межтрубное пространство, наряду с уменьшением коррозии, вызванной ударным воздействием капель (как описано выше), также служат для более равномерного распределения потока, что уменьшает опасность появления высокого значения локальной скорости потока.

В. Особые виды повреждений.

Повреждения труб перегородками. Локальные повреждения труб в местах, где они проходят сквозь перегородки, могут быть также обусловлены фракционной коррозией (возможна и электрохимическая коррозия, если трубы и перегородки изготовлены из различных материалов) или термическим короблением. Такое коробление может возникать в U-образных теплообменниках с продольной перегородкой, когда одна сторона U-образного элемента горячее, чем другая.

Возможно возникновение стоячей волны вследствие протекания газа через участок канала, и вся система связанных между собой труб, которая резонирует с вынужденной частотой, может быстро разрушаться из-за коррозионной усталости. Чтобы избежать такой ситуации, надо реконструировать канал для устранения повреждений, вызывающих звуковые колебания.

Образование паровой подушки. Вертикальные кожухотрубные теплообменники, в которых горячий газ входит в трубу в верхней части установки, могут быть подвержены воздействию паровой подушки, образующейся под верхней трубной доской при условии отсутствия продувки (рис. 4). Паровая подушка может вызывать чередующееся осушение и смачивание нижней поверхности трубной доски, что приведет к ускорению коррозии [10]. Она может вызвать также циклические термические напряжения, термическую усталость материала и растрескивание трубной доски. Эти явления можно устранить кроме продувки также путем изоляции трубной доски, вводом горячего газа снизу, а не сверху установки, или (когда пленочное кипение вызывает повреждение труб у нижней трубной доски) сваркой труб с задней стороной трубной доски. Образование подушки пара возможно также в горизонталь-

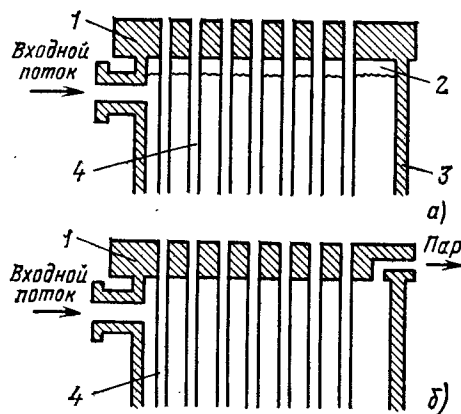


Рис. 4. Предотвращение образования паровой подушки в верхней части трубной доски вертикального теплообменника путем продувки (согласно [9]):

а — захват пара в вертикальном теплообменнике (неэффективно); б — удаление пара из вертикального теплообменника (эффективно); 1 — трубная доска; 2 — зона захвата пара, увеличивающаяся коррозией вследствие изменяющихся условий смачивания и высыхания; 3 — кожух теплообменника; 4 — трубы

ных котлах-утилизаторах отходящей теплоты, что может привести к различному термическому расширению элементов и изгибу кожуха.

Котлы-утилизаторы отходящей теплоты. Явление коррозионного растрескивания аустенитной хромоникелевой стали кратко упоминалось в § 5.4.2. В межтрубном пространстве котлов-утилизаторов отходящей теплоты и в некоторых специальных видах охладителей предпочтительнее осуществлять циркуляцию воды, тогда как в случае использования горячей жидкости с коррозионным воздействием трубы и трубные доски необходимо изготавливать из нержавеющей стали. Если температура входящей жидкости превышает температуру, необходимую для испарения воды, находящейся в пространстве между трубой и трубной доской, может произойти растрескивание элементов конструкций, изготовляемых из аустенитной хромоникелевой стали. Температура испарения примерно равна температуре насыщения пара при рабочем давлении; поэтому аустенитную нержавеющую сталь можно использовать при условии, что входная температура горячего газа ниже температуры насыщения на некоторую величину, выбранную из условий безопасности установки, скажем на 30 °С. В противном случае для изготовления трубного пучка могут потребоваться ферро- или ферроаустенитные стали. Однако использование этих сталей может вызвать ряд сложностей, связанных со сваркой труб доски с кожухом вследствие возникновения хрупкости в сварном шве. Для данных условий экономически более выгодно использовать сплавы с более высоким содержанием никеля. При хорошей химической обработке воды сварка труб с задней стороной трубной доски является возможным решением проблемы. Если вода неудовлетворительного качества, то на наружной поверхности труб может происходить отложение солей, вызывающих коррозионное растрескивание.

В котлах-утилизаторах отходящей теплоты возникает много коррозионных повреждений, характерных для крупных водотрубных котлов, особенно в системах с высоким давлением пара (10,5 МПа и выше). Коррозия может явиться следствием избытка в воде каустической соды, которая концентрируется в процессе кипения до такой степени, что она растворяет защитную магнетитную пленку на металлической поверхности, и это приводит к быстрому разрушению трубы [23]. Аналогично, если существует избыток кислоты в результате обработки питательной воды, трубы могут разрушаться под действием водорода [23].

Если обработка воды малозффективна, происходит образование отложений, и в случае их образования у конца котла на входе газа может возникнуть разрушение трубы вследствие перегрева стенки. Редкий случай разрушения труб при образовании накипи и перегреве стенки вследствие отложения коллоидной глины в питательной воде описан в [24]. Другой несколько необычный механизм образования отложений в трубном пространстве котла-утилизатора отходящей теплоты наблюдается на заводах по переработке углеводородов. При высокой рабочей температуре переработки кремний, который может содержаться в огнеупорных материалах, растворяется в рабочем паре. Когда кремний, содержащий газ, контактирует с относительно холодной поверхностью труб котла-утилизатора отходящей теплоты, кремний выпадает в виде осадка. Применение огнеупоров с низким содержанием кремния позволяет предотвратить образование таких отложений при высокой температуре пара [25].

Ребойлеры. В ребойлерах потенциально разрушения возникают чаще, чем в обычных кожухотрубных теплообменниках, по двум причинам:

образование газообразной фазы может увеличить скорость потока и способствовать эрозийным и коррозионным процессам;

при нагреве могут происходить разложение жидкости и возникать коррозионные разрушения. Например, при нагреве меркаптанов, находящихся в контакте с поверхностью из нержавеющей стали, происходит их частичное разложение с образованием H_2S . Такие процессы могут происходить в дистилляционных колоннах при наличии легких серосодержащих углеводородов. Легкие меркаптаны довольно быстро разлагаются, и трубы ребойлера корродируют значительно быстрее, чем скажем, трубопровод, на который воздействует жидкость при той же температуре. Существуют и другие, более сложные механизмы взаимодействия, которые приводят к быстрой коррозии поверхности теплоотдачи.

Проблемы, связанные с разделением фаз. На теплообменники могут воздействовать различные агрессивные вещества. Вместе с тем могут возникать другие виды воздействия, связанные с разделением фаз во время охлаждения или нагрева. Один случай уже ранее рассматривался: образование и удар капель воды в газе с содержанием CO_2 . Аналогичная проблема может возникнуть в случае, когда газ содержит определенную долю H_2S , что характерно для ряда нефтеперегонных процессов; в таких случаях необходимо использовать аустенитную сталь для труб [10]. В некоторых процессах в результате снятия в химических реакторах может образовываться небольшое количество органических кислот, таких, как муравьиная, уксусная и масляная, которые могут конденсироваться преимущественно при опускном течении жидкости в охладителях, а затем в дистилляционных установках. Вниз по потоку от точки начала конденсации кислоты становятся все более разбавленными и менее коррозионными. Кроме основных компонентов потока в реакторах образуются небольшие количества агрессивных соединений, что способствует увеличению скорости коррозии. В качестве примера можно привести цианид водорода, который образуется в реакторах при каталитическом крекинге жидкости. Однако отложения, образующиеся вследствие выноса из дистилляционных установок, могут оказаться полезными. Ранее было отмечено, что углеродистая сталь обладает стойкостью при работе парциального конденсатора очистителя CO_2 , несмотря на то, что в газовой фазе концентрация CO_2 высока. Это происходит отчасти вследствие выноса карбоната калия или раствора аминной кислоты, из которых происходит выделение CO_2 , что значительно уменьшает кислотность конденсата. Кислород способствует ускорению ряда коррозионных процессов (а именно образованию сернистых соединений за счет H_2S) и коррозии за счет CO_2 , а случайное загрязнение кислородом (например, из-за

утечки в вакуумных системах) может оказать значительное влияние на скорость коррозии.

Загрязнение, т. е. образование неметаллических отложений на теплоотдающих поверхностях, может создать ряд проблем. Такие отложения могут увеличить термическое сопротивление поверхности, вызвать сужение сечения и даже закупорку труб. Осадки могут быть в виде инородных примесей (песок или глина, находящиеся в охлаждающей воде), могут возникать в результате коррозии или другой химической реакции в виде накипи или могут быть тяжелыми компонентами потока.

Охлаждающая вода является одним из источников загрязнения, вызывая либо осаждение карбонатов (жесткая вода), либо коррозию вследствие присутствия примесей. Для уменьшения загрязнений производится обработка воды. Для циркуляционных систем при этом можно добавлять ингибиторы коррозии одновременно с веществами для очистки воды. Вещества для очистки воды способствуют образованию карбонатов и сульфатов в виде мягких нелипких осадков вместо твердой накипи. Возможны случаи, когда такая обработка не приносит успеха или неэкономична, поэтому необходимо рассмотреть возможность использования других материалов, например можно заменить морскую латунь на мельхиор с содержанием 70 Cu — 30 Ni [18] или на углеродистую сталь с феноловым покрытием [26].

Сварные швы. Когда сварные швы, находящиеся в контакте с питательной водой высокотемпературного котла, растрескиваются или содержат трещинообразные дефекты, существует вероятность развития этих дефектов в процессе работы. Одним из примеров такого типа поврежденных был котел-утилизатор отходящей теплоты давлением 10,5 МПа, который представлял собой теплообменник с фиксированной трубной доской и приваренными к ней трубами. Вследствие нарушения технологии сварки в сварных швах около поверхности образовались трещины, содержащие водород. После начала эксплуатации котла эти трещины распространились по поверхности трубной доски всего за несколько дней.

Коррозия в присутствии газа и паровой фазы. Иногда в теплообменниках возникает коррозия, вызванная воздействием газообразной фазы. Ранее упоминалась возможность окисления паром, находящимся в охлаждающей воде в трубном пучке котлов. Может происходить коррозия в присутствии водорода вследствие его образования на металлической поверхности за счет каталитического воздействия на воду или его присутствия в потоке жидкости (как упоминалось в § 5.4.1). В обоих случаях водород диффундирует в сталь и соединяется с углеродом, образуя метан. Метан осаждается у границ зерен металла, вызывая между ними разрывы, а затем расслоение и образование пузырей. Коррозию в среде горячего газа можно избежать, используя сплав, выбираемый в соответствии с диаграммой [7]. При значительном количестве H_2S и температурах выше 300 °C смеси H_2 и H_2S также вызовут быструю коррозию углеродистой и низколегированных сталей. Такие условия возникают в установках с каталитической десульфуризацией; для предотвращения коррозии применяют аустенитную хромоникелевую сталь со стороны агрессивной жидкости в теплообменнике, как показано на соответствующих диаграммах [8]. В условиях воздействия высокотемпературной смеси H_2 и H_2S применяется сталь с содержанием 12 Cr, однако ее стойкость лишь немного выше, чем у углеродистой стали [27].

«Металлическое распыление» представляет собой относительно редкий вид повреждения, которое происходит в газовых смесях, содержащих CO и (обычно) водород, при температурах от 425 до 1000 °C. Происходит быстрое разделение металла, при этом продуктом коррозии является порошок, состоящий из графита, карбидов металла и окислов. Коррозия обусловлена быстрым процессом науглероживания, вызывающим повреждение, которое на-

чинается в изолированных точках и распространяется наружу, превращая металл в карбидную пыль. Обычно (но не во всех случаях) стойкость к распылению металла уменьшается с возрастанием содержания в сплаве никеля, таким образом, например, сталь 18 Cr — 10 Ni может быть более стойкой по сравнению со сталью 25 Cr — 20 Ni. Наиболее часто подвергаются распылению металла аустенитные хромоникелевые стали [27].

Выбор материалов для теплообменника представляет

собой сложную задачу, которая требует наличия квалифицированного и опытного персонала. Что касается более общего вопроса обеспечения надежности, то здесь требуются объединенные усилия конструкторов и металлургов. В конструкторском бюро, занимающемся проектированием теплообменников, для обеспечения оптимальной работы теплообменного оборудования должны быть специалисты разных профилей по материаловедению, имеющие высокую квалификацию.

Раздел 5.5

ВИБРАЦИИ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ПОТОКАМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Ченовет

5.5.1. Введение

В последние годы среди основных факторов, которые необходимо учитывать при расчете кожухотрубных теплообменников, наряду с интенсивностью теплоотдачи и потерями давления заняла место вибрация. Трубы вибрируют с собственными частотами в результате протекания жидкости в межтрубном пространстве. Когда скорость потока становится достаточно большой для того, чтобы вибрирующие трубы ударялись о перегородки, кожух теплообменника или друг о друга, в трубах или трубных соединениях могут появиться утечки. При этом необходимо прекращать эксплуатацию теплообменника для ремонта и устранения конструктивных недостатков. Здесь рассматриваются проблемы, связанные с возникновением вибраций, методы расчета их появления вибраций, сравнение расчетов с результатами натурных испытаний и некоторые способы предотвращения вибраций.

Существует тенденция к увеличению размеров теплообменников с повышенными скоростями потока в межтрубном пространстве для улучшения теплоотдачи и уменьшения загрязнения. Увеличение размеров теплообменников часто производилось без учета влияния их конфигурации и характера потока на возникновение вибраций.

Хотя многие теплообменники разрабатывались с учетом вибраций, понимание возникающих при этом проблем оставляет желать лучшего. Лишь несколько исследователей рассмотрели специфические проблемы, связанные с промышленными кожухотрубными теплообменниками. Обычно экспериментальные данные по влиянию вибрации получены в определенных условиях с использованием одиночных труб или идеальных пучков труб, равномерно обтекаемых параллельным или по поперечным потоком жидкости. Применение результатов таких идеализированных опытов для прогнозирования условий в реальном теплообменнике может оказаться неприемлемым из-за различий в конфигурации, способе обтекания потоком труб и из-за непостоянства направления потока. Следовательно, прогноз наведенной потоком вибрации и вероятности вибрационных повреждений должны считаться в известной мере неопределенными.

Трубы вибрируют на дискретных частотах в зависимости, главным образом, от их конфигурации, способов закрепления и конструкционного материала. Самая низкая частота, на которой вибрируют трубы, называется их основной собственной частотой. Интенсивность этих вибраций определяется значением периодического смещения трубы, причем наибольшее смещение имеет место обычно в середине пролета между опорами. Максимальное смещение относительно неподвижной центральной оси называют амплитудой вибрации. Для возбуждения вибрации труб к ним необходимо подводить энергию. Эта энергия подво-

дится за счет параллельного или поперечного обтекания жидкостью труб. Внутреннее или внешнее затухание вызывает диссипацию энергии. Продолжительные вибрации труб с большими амплитудами приводят к их механическим повреждениям, которые затем вызывают утечки жидкостей, находящихся в кожухотрубном пространстве и внутри труб. Обычно механическое повреждение возникает в результате одной или нескольких перечисленных ниже причин.

Повреждения из-за столкновений. Если амплитуда вибрации достаточно велика, соседние трубы сталкиваются друг с другом или с кожухом и создают сильный шум. Стенки трубы могут изнашиваться со временем и в конце концов разрушаться. При столкновении труб в середине пролета труб возникает износ.

Повреждения из-за перегородок. Отверстия в перегородках делаются больше диаметра трубы для упрощения размещения пучка в теплообменнике, и трубы, таким образом, свободно перемещаются в перегородках. Стенки вибрирующих труб могут перерезаться перегородкой, особенно если перегородки тонки и изготовлены из более твердого материала, чем трубы. Прорезание стенки длится до появления течи.

Усталостные повреждения. Периодические изгибы труб могут вести к разрушению материала трубы, если напряжения достаточно велики и вибрация длится достаточно долго. Усталостное разрушение может ускориться коррозией и эрозией. Этот тип повреждения приводит к трещинам к разламыванию трубы на куски.

Утечка в трубных соединениях. Соединение трубы с трубной доской может разрушиться из-за вибрации как при сварном, так и при вальцованном способе крепления.

Кроме того, повреждения могут возникнуть в результате разрезания краями трубных отверстий стенок трубы в местах, где трубы выходят из трубной доски.

Хотя вибрационные повреждения труб, как показано, отмечены в различных частях теплообменника, особенно часто они возникают в длинных пролетах при высоких местных скоростях потока. Наибольшее число поломок отмечено в трубах, находящихся в первых двух или трех рядах труб от края перегородок, где скорости течения обычно очень высоки.

5.5.2. Особенности вибрации в пучках труб

Каждый элемент кожухотрубного теплообменника имеет свою частоту собственных колебаний. Самыми гибкими и, следовательно, самыми подверженными вибрации элементами являются трубы. Трубы могут вибрировать и действительно вибрируют на разных частотах. Самая низкая частота собственных колебаний называется основной,

или первой, модой. Более высокие собственные частоты называются второй модой, третьей модой и т. д. Для расчета всегда выделяется основная частота, которая будет называться просто частотой собственных колебаний труб.

Частота собственных колебаний труб подобно частоте собственных колебаний простой балки зависит от способа крепления концов (зажатие или простая опора), вида промежуточных опор (обычные опоры, шплинтованные или зажатые опоры), конфигурации поперечного сечения трубы, числа пролетов, конструкционных материалов и длины пролетов. Хотя частота собственных колебаний труб может быть измерена, для оценки ее приближенных значений используются расчетные методы.

Трубы жестко крепятся к трубным доскам и поддерживаются в промежуточных точках по длине перегородками или опорными пластинами. Некоторые трубы в середине пучка могут поддерживаться каждой перегородкой, тогда как трубы, проходящие через окна в перегородках, могут поддерживаться лишь каждой второй или каждой третьей перегородкой. Более того, расстояния между перегородками на концах часто больше, чем расстояния между центральными перегородками, из-за необходимости размещения патрубков и фланцев кожуха. Таким образом, длины пролетов редко бывают постоянными по длине трубы, и не все трубы в пучке поддерживаются одинаковым числом перегородок. Это приводит к различным собственным частотам одного теплообменника.

А. Частота собственных колебаний прямых труб. Чтобы рассчитать частоту собственных колебаний прямых труб, можно использовать несколько различных способов. В большинстве случаев начинают с расчета однородной балки, зажатой по крайней мере на одном конце с промежуточными опорами по ее длине. Строгий метод расчета довольно сложен [1]. В этом методе рассматриваются пролеты неодинаковой длины между опорами и отдельно для каждого пролета записываются основные уравнения движения. Решение находится при использовании краевых условий на концах трубы и связывании отклонений и углов наклона на каждой промежуточной опоре. Это дает систему линейных однородных уравнений, решение кото-

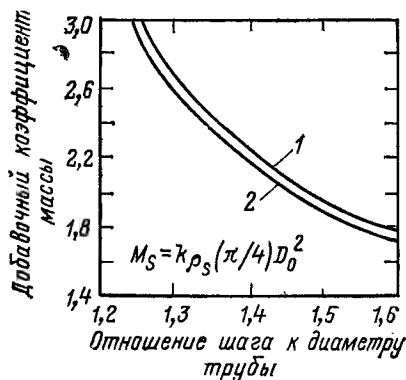


Рис. 2. Зависимость добавочного коэффициента массы от отношения шага к диаметру трубы [5]:

1 — шахматное расположение; 2 — коридорное расположение

рых позволяет получить частоту собственных колебаний. В [2] представлены коэффициенты и графические решения для определения частоты собственных колебаний труб при различных сочетаниях пролетов двух различных длин. Там же приведены рассчитанные с помощью ЭВМ графики формы пролетов различных конфигураций при максимальном отклонении. Программы для ЭВМ, аналогичные NASTRAN [3], с использованием метода конечных элементов, могут обеспечить точное определение частот собственных колебаний и форм мод для труб с неравными пролетами и изменяющимися степенями промежуточного сжатия. На рис. 1 представлены результаты такого анализа.

При несколько менее точном, но обычно приемлемом подходе [4] предполагается, что все пролеты имеют одинаковую длину L . Частота собственных колебаний f_n определяется из соотношения

$$f_n = 73,03 \frac{C_n}{L^2} \left(\frac{EI}{M_e} \right)^{0,5}, \quad (1)$$

где E — модуль упругости материалов трубы; I — момент инерции сечения; M_e — эффективная масса единицы длины. Масса M_e состоит из трех составляющих: массы единицы длины трубы, массы жидкости внутри трубы и фактической массы единицы длины трубы для жидкости, находящейся в межтрубном пространстве, замещенной жидкостью в трубе. Из рис. 2 видно, что фактическая масса больше, чем масса замещенной межтрубной жидкости.

Таблица 1. Постоянные C_n в (1) для однородных балок с одинаковой длиной пролетов, опирающихся на простые опоры и закрепленных на концах

Число про- летов	Мода				
	1	2	3	4	5
1	72,36	198,34	388,75	642,63	959,98
2	49,59	73,36	160,66	198,34	335,20
3	40,52	59,56	72,36	143,98	178,25
4	37,02	49,59	63,99	72,36	137,30
5	34,99	44,19	55,29	66,72	72,36
6	34,32	40,52	49,59	59,56	67,65
7	33,67	38,40	45,70	53,63	62,20
8	33,02	37,02	42,70	49,59	56,98
9	33,02	35,66	40,52	46,46	52,81
10	33,02	34,99	39,10	44,19	49,59
11	32,37	34,32	37,70	41,97	47,23
12	32,37	34,32	37,02	40,52	44,94

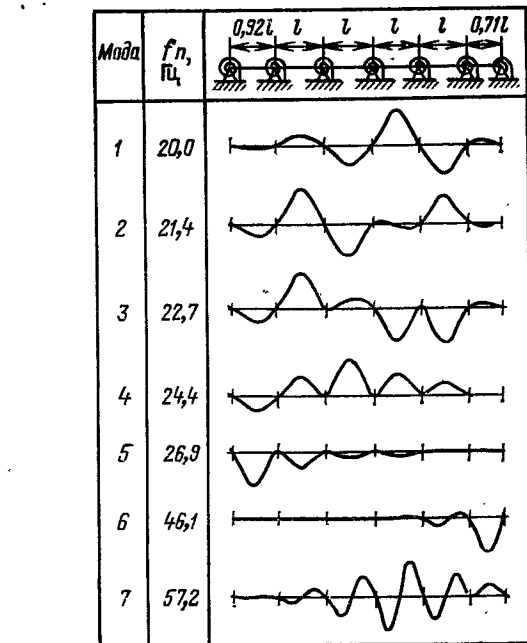


Рис. 1. Частоты собственных колебаний и формы мод для трубы с неравной длиной пролета и различной жесткостью при кручении у опор

Значение постоянных C_n зависит от способа крепления концов трубы, числа пролетов и типа промежуточных опор. Эти значения для труб, закрепленных на концах, с простыми промежуточными опорами приведены в табл. 1. В дополнение к значениям основной собственной частоты (первая мода) приведены значения для более высоких мод. Заметим, что при числе пролетов больше четырех разница в C_n между последующими модами уменьшается. Разница между основной и более высокими модами становится малой, если число пролетов превышает восемь. Таким образом, при проектировании большинства теплообменников необходимо учитывать лишь самые низкие частоты собственных колебаний труб.

Число пролетов зависит от расположения перегрузок и размещения труб в пучке. У большинства теплообменников самые длинные безопорные пролеты проходят через окна в перегородках и в концевых зонах или только в концевых зонах. Установка сегментных и двойных сегментных перегородок приводит к тому, что пролеты поддерживаются каждой второй перегородкой, тогда как тройные сегментные перегородки поддерживаются каждой третьей перегородкой. В теплообменниках с поперечным потоком и в теплообменниках без прохождения труб через окна опоры труб обеспечиваются каждой перегородкой и опорой пластиной. В одном пучке число пролетов может отличаться на один или два, при этом будут отличаться соответствующие длины самых длинных пролетов. Поскольку частота собственных колебаний зависит как от длины пролета, так и от числа пролетов (табл. 1), разные конфигурации пучка следует проверить для определения той, которая дает самую низкую частоту собственных колебаний.

Влияние зазора между трубой и отверстием перегородки на частоте собственных колебаний. Зазор между трубой и отверстием перегородки, находящийся в пределах нормы, приводит к тому, что перегородки действуют как простые опоры. В [6] экспериментально показано, что для заметного изменения частоты собственных колебаний зазор необходимо уменьшить почти до размера, соответствующего запрессовке труб. При зазоре, равном 1/10 допустимого по нормам ТЕМА значения, частота примерно на 7% выше, чем для простых опор. Для большинства теплообменников размер зазора неважен при контроле частоты собственных колебаний, но может быть важен при определении затухания и износа труб.

Влияние аксиального напряжения на частоты собственных колебаний. Трубы в пучке теплообменника могут испытывать аксиальное растяжение или сжатие в зависимости от способов изготовления, рабочих температур и давлений. Предполагая, что аксиальная сила P_a известна, для определения собственной частоты можно использовать следующее уравнение:

$$(f_n)_s = f_n \left(1 + \frac{P_a L^2}{EI \pi^2} \right)^{0,5} \quad (2)$$

При сжатии знак аксиальной силы P_a минус и при растяжении плюс. Таким образом, растяжение увеличивает частоту собственных колебаний, а сжатие уменьшает. В [6] определено изменение частоты собственных колебаний при аксиальном нагружении в обычном теплообменнике ($\pm 40\%$). Незнание или учет аксиального нагружения может привести к серьезным ошибкам при расчете частоты собственных колебаний.

Частоты собственных колебаний оребренных труб. Для расчета частоты собственных колебаний оребренных труб момент инерции сечения необходимо вычислять, используя эффективный диаметр вместо внешнего. Испытания слабо оребренных труб [7], обычно используемых в кожухотрубных теплообменниках для определения предельных значений частот показали, что следует брать толщину стенки на 8% больше для оребренного участка наряду с действительным внутренним диаметром под оребренным

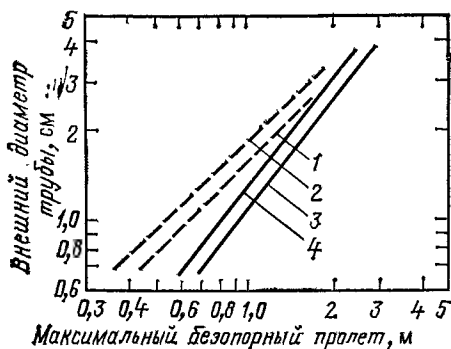


Рис. 3. Максимальные значения длины безопорных пролетов (стандарт ТЕМА [5]) для гладких и оребренных труб (наружный диаметр оребренной трубы равен диаметру гладкой трубы):

1 — оребренные трубы, группа А; 2 — оребренные трубы, группа В; 3 — гладкие трубы, группа А; 4 — гладкие трубы, группа В

участком для расчета момента инерции сечения. Масса единицы длины трубы, входящая в эффективную массу M_e , должна быть действительной массой оребренного участка. Ребра трубы не должны изменять сил связи предполагаемых простых опор в перегородках.

Длина пролетов. Ни одна переменная, влияющая на частоты собственных колебаний, не оказывает такого влияния, как длина безопорных пролетов. Частота собственных колебаний меняется обратно пропорционально квадрату длины пролета. В начале 40-х годов в стандартах ТЕМА требования к максимально допустимым значениям безопорных пролетов для разных размеров и материалов труб были сформулированы довольно произвольно. На рис. 3 приведены эти максимальные длины пролетов. Случайно эти значения длины пролетов позволили предотвратить многие серьезные проблемы, связанные с вибрациями труб. Однако при современных тенденциях к увеличению скоростей для улучшения теплоотдачи и снижения загрязненности труб значения, полученные по нормам ТЕМА, неприменимы для многих теплообменников. Современные тенденции диктуют ограничения максимальных длин до 80% значений, полученных по нормам ТЕМА, которые увеличивают соответствующую частоту более чем на 50%.

В. Частоты собственных колебаний U-образных труб. Вибрационные характеристики для U-образных труб считать намного труднее, чем для прямых. В [8] предложен метод расчета, который требует большого количества исходных данных, не всегда имеющихся в распоряжении. В результате для расчетов часто применяется упрощенный подход. В этом методе прямые участки и гибы трубы рассматриваются отдельно. Прямые участки рассматриваются аналогично прямым трубам. Длягиба применяется метод, предложенный в [9] и включенный в стандарты ТЕМА [5]. Если предположить, что для первой моды внеплоскостной вибрации U-образной трубы применяются простые опоры, частота собственных колебаний может быть рассчитана по соотношению

$$f_{nu} = 59,55 \frac{C_n}{R^2} \left(\frac{EI}{M_e} \right)^{0,5} \quad (3)$$

где C_n — постоянная первой моды (рис. 4); R — радиусгиба. Этот упрощенный метод не учитывает промежуточных опор вокруггиба труб, что увеличивает частоты собственных колебаний из-за увеличения жесткости нависающего участка пучка. Однако это усложняет расчет частот, а степень эффективности их учета не определена.

С. Амплитуда вибраций труб. Частоты собственных колебаний являются характеристиками самих труб и не зависят от способа возбуждения вибраций или амплитуды. В то же время амплитуда зависит от частоты собственных

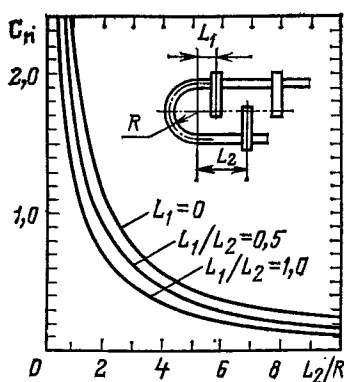


Рис. 4. Постоянная C_n U-образной трубы для первой моды внеплоскостной вибрации (в соответствии со стандартами ТЕМА [5])

колебаний труб, формы моды, частоты и интенсивности механизма возбуждения, внутреннего и внешнего затухания системы.

Однако во многих кожухотрубных теплообменниках амплитуда вибраций труб настолько мала, что не создает проблем. Для увеличения амплитуды затухание системы должно быть мало, а воздействие велико. Для вынужденной вибрации систем со слабым затуханием, когда отношение вынуждающей частоты к частоте собственных колебаний приближается к единице, возникает резонанс с усилением амплитуды [10]. Таким образом, если вынуждающая частота значительно меньше частоты собственных колебаний, амплитуда вибраций мала.

Амплитуда, значение которой достигает половины зазора между соседними трубами, ведет к их столкновениям. Меньшие амплитуды могут вызвать перерезание труб перегородками или разрушение трубных соединений.

Д. Затухание системы. Затухание системы оказывает сильное влияние на амплитуду вибраций. В любой реальной системе амплитуда вибраций спадает со временем, если прекращается подвод энергии. Темп затухания вибраций обычно имеет экспоненциальную зависимость от времени. Логарифм разности между последующими пиками амплитуды называется логарифмическим декрементом затухания δ_0 и является характеристикой затухания. Чем выше значение декремента, тем сильнее затухание. Большинство труб в теплообменниках является системами со слабым затуханием и низкими значениями логарифмического декремента.

Затухание зависит от механических свойств материала трубы, геометрии промежуточных опор и физических свойств движущегося в межтрубном пространстве теплоносителя. Плотные зазоры между трубами и перегородкой и толстые перегородки увеличивают затухание, также как и вязкая жидкость в межтрубном пространстве. В [11] измерены логарифмические декременты затухания для медно-никелевых оребренных труб в воздухе (равны 0,032). Метода для предсказания декремента нет, хотя для труб в пучках теплообменников его значения обычно находятся в диапазоне 0,01–0,17.

При вибрации, вызванной потоком, когда подвод энергии не диссипирует, амплитуда вибраций будет расти со временем, приводя устройство к выходу из строя. В условиях равновесия амплитуда остается постоянной. Если затухание превосходит подвод энергии, амплитуда со временем уменьшается.

5.5.3. Скорости жидкости в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников

Применение всех методов расчета вибрации, вызываемой движением потока, требует знания значений скорости. Метод, рассмотренный в [12], дает возможность определить

долю жидкости, протекающей в каждом из пяти потоков в межтрубном пространстве: основной поперечный поток, утечки между пучком и кожухом, утечки между перегородкой и кожухом, утечки между трубой и перегородкой и байпасный поток вследствие существования зазоров труб, параллельный направлению поперечного потока. В большинстве промышленных теплообменников основной поперечный поток значительно меньше суммарного потока. По мере продвижения теплоносителя в межтрубном пространстве через пучок труб значение скорости и ее направление постоянно меняются.

А. Скорости поперечного потока. Определение скорости поперечного потока, используемое большинством исследователей вибраций, вызываемых движением потока, основано на рассмотрении минимальной площади потока, проходящего через ряд труб перпендикулярно основному его направлению. Для идеального пучка труб рассматриваемое значение скорости определяется достаточно точно. Однако для кожухотрубного теплообменника ситуация несколько неоднозначна, так как число труб в каждом ряду изменяется от одного конца перегородки к другому. Для придания определенности оценка поперечного потока будет производиться по интегральной средней площади между максимальным и минимальным числами труб в рядах между концами перегородок с учетом размеров зазоров между примыкающими трубами в ряду труб и доли поперечного потока в суммарном потоке.

В. Скорости параллельного потока. Составляющие потока, движущегося параллельно трубам, включают в себя утечки между перегородкой и кожухом, утечки сквозь отверстия между трубой и перегородкой и поток через окна в перегородках (наиболее существенная составляющая). За скорость параллельного потока обычно принимается суммарный поперечный поток плюс утечки между пучком и кожухом, протекающие через площадь, равную площади окон. Особенно трудно определить скорости параллельного потока для теплообменников с многосегментными перегородками.

С. Скорости утечек и байпасного потока. Скоростями утечек и байпасного потока в кожухотрубном теплообменнике часто пренебрегают, так как их можно оценить только с помощью метода анализа потока. Эти потоки могут обладать скоростями в 10 раз большими, чем скорости основного поперечного потока. Многие трубы, находящиеся вблизи этих вторичных потоков, получают повреждения. Сильные загрязнения могут блокировать утечки в зазорах между трубой и перегородкой.

Д. Скорости потока на входе и выходе из теплообменника. Жидкость, входящая в кожух через входной патрубок, натекает непосредственно на первый ряд труб, находящийся под патрубком, если не установлено какое-нибудь приспособление, воспринимающее удар потока. Таким приспособлением может быть ряд заглушенных труб, сплошная пластина, перфорированная пластина или какая-нибудь решетка из прутьев. При наличии устройства, воспринимающего удар потока, входная скорость ограничивается. Это может потребовать удаления нескольких рядов труб для обеспечения достаточной протяженной зоны между нижней частью патрубка и этим устройством. В соответствии со стандартами ТЕМА [5] на входе в пучок значение ρu^2 не должно превышать 6000 кг/(м²·с). При наличии отбойных щитков зона высоких скоростей может находиться вблизи первых рядов труб ниже отбойного щитка в областях зазоров между пучком и кожухом. Течение в концевой зоне между входом и первым окном в перегородке очень трудно анализировать из-за большого числа возможных проходов потока. В некоторых областях поток может быть любым — от турбулентного до практически неподвижного.

На выходе из теплообменника необходимо обеспечить достаточную площадь для потока, чтобы предотвратить увеличение скоростей, до значений, достаточных для ини-

цирования вибраций в этой области. Эти потенциально опасные области анализировать достаточно сложно, и их часто не рассматривают при проверке вибраций.

Е. Скорости при повороте потока. Необходимо обратить внимание на характер течений в областях поворота потока вблизи окон перегородок, поскольку большинство труб, которые подвержены разрушению, находится в этих областях. Здесь между каждым поперечным проходом поток меняет направление на обратное. Значение и направление скорости непрерывно меняются. Поток в любой точке можно разбить на поперечную и продольную составляющие, однако как их использовать в различных методах расчета — не ясно.

5.5.4. Явления, связанные с вибрациями, вызываемыми потоками теплоносителей

Существует несколько явлений, связанных с вибрацией, вызываемой потоком. Это распространение вихрей, упругая неустойчивость жидкости, турбулентная вибрация, образование вихря в параллельном потоке, акустическая вибрация. Необходимо рассмотреть влияние каждого при любом анализе вибраций в кожухотрубном теплообменнике.

А. Распространение завихрений. Поперечное обтекание трубы вызывает ряд вихрей в спутном следе, образуемых в связи с тем, что поток отрывается попеременно от противоположных частей периметра трубы (рис. 1). Это распространение вихрей создает переменные силы, которые возникают все чаще по мере возрастания скорости потока. Для одиночного цилиндра диаметр трубы, скорость потока и частота возникновения вихрей могут быть связаны безразмерным числом Струхала Sr :

$$f_{vs} = Sr \cdot u_c / D_0. \quad (1)$$

Для одиночных цилиндров число Sr , описывающее распространение вихрей, постоянно; значение его приблизительно равно 0,2. Вихри возникают в диапазоне чисел Рейнольдса $100-5 \cdot 10^5$ и при $Re > 2 \cdot 10^6$ и исчезают при промежуточных значениях Re . Этот промежуток обусловлен сдвигом точки отрыва потока в вихрях в промежуточном диапазоне вблизи критических чисел Re .

Возникновение вихрей наблюдалось также при поперечном обтекании идеальных пучков труб. Здесь число Струхала зависит от расположения и значения шага между трубами. Природа возникновения вихрей зависит от течения жидкости и не зависит от перемещения труб. Для данного расположения и размера труб частота образования вихрей для невибрирующих труб растет по мере роста скорости потока. Образование вихрей может вызвать вибрацию труб, когда их частота соответствует частоте собственных колебаний труб. Частота возникновения вихрей может быть «привязана» к частоте собственных колебаний вибрирующей трубы, даже если скорость потока растет. Движение трубы как бы организует отрыв вихрей от вибрирующей трубы.

Значения числа Струхала для идеального пучка труб практически постоянны в широком диапазоне чисел Рейнольдса, но существенно изменяются в зависимости от продольных и поперечных шагов труб. Некоторые исследователи [13, 14] интересуются, может ли происходить возникновение вихрей глубоко внутри пучка типичного кожухотрубного теплообменника. Вопрос заключается в том, что при этом происходит столько изменений направления дви-

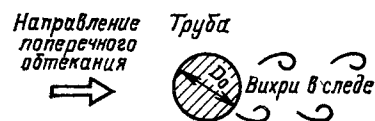


Рис. 1. Схема возникновения вихрей при поперечном обтекании трубы

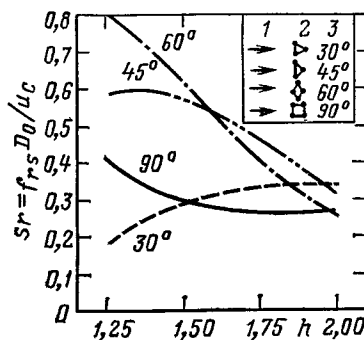


Рис. 2. Числа Струхала для равностороннего расположения труб в пучке при разных углах взаимного расположения труб (h — относительный шаг):

1 — поток; 2 — расположение труб; 3 — угол

жения, что скорости установившегося поперечного потока никогда не реализуются.

В [15] представлены экспериментальные данные в виде зависимости безразмерного числа Струхала от конфигурации шахматных и коридорных пучков труб. Следует заметить, что в диапазоне практически важных относительных значений шага в пучке (1,25 до 1,75) экспериментальных данных недостаточно.

Обычно в кожухотрубных теплообменниках трубы укладываются с равным шагом при треугольном или квадратном их расположении. Поэтому удобно преобразовать график Чена в график на рис. 2. Число Sr представлено в виде зависимости от относительного шага (шаг между трубами, деленный на диаметр трубы) для постоянного угла расположения труб в пучке.

В. Турбулентная вибрация. Сильно турбулизованный поток жидкости в межтрубном пространстве содержит широкий спектр частот, распределенных вокруг основной частоты, который возрастает по мере роста скорости поперечного потока. Эта турбулентность вызывает вибрацию в трубах, на которые воздействуют отдельные частоты турбулентного потока. Это чрезвычайно сложная форма возбуждения. В результате исследований на газе, поперечно обтекающем идеальный пучок труб, в [17] было предложено эмпирическое уравнение для расчета основной частоты для турбулентной вибрации

$$f_{tb} = \left[\frac{u_c D_0}{h} 3,05 \left(1 - \frac{D_0}{t} \right)^2 + 0,28 \right]. \quad (2)$$

Помимо турбулентной вибрации основной частоты существуют вибрации с другими частотами и энергиями. В [18] предполагается, что спектр частот турбулентной вибрации можно представить в виде полосы ± 9 Гц (отсчет от основной частоты). Когда основная частота турбулентных вибраций близка к частоте собственных колебаний, возникают вибрации со значительной амплитудой.

Уравнение (2) не рекомендуется применять, когда в межтрубном пространстве течет капельная жидкость. Эмпирическое уравнение получено на основе опытов, когда в межтрубном пространстве использовались газы, но это не значит, что турбулентные вибрации невозможны в капельных жидкостях.

С. Упругие завихрения жидкости. Упругие завихрения жидкости обусловлены вибрацией труб при движении, вызываемом поперечным обтеканием труб. Движение состоит в продольном и поперечном перемещениях труб на частотах их собственных колебаний. Обычно возникновение упругого завихрения жидкости приводит к выходу труб из строя, если подвод энергии превышает количество энергии, которое может рассеиваться затуханием. В [19] разработан метод расчета критической скорости попереч-

ного потока u_{crit} , превышение которой дает упругое завихрение жидкости:

$$u_{crit} = \beta f_a D_0 \left(\frac{M_e \delta_0}{\rho_s D_0^2} \right)^{0.5}, \quad (3)$$

где β — пороговая постоянная упругой неустойчивости жидкости; δ_0 — логарифмический декремент затухания для пучка труб в межтрубной жидкости при статических (в отсутствие потока) условиях.

В [19] в качестве жидкости использовался воздух, уровень затухания контролировался с помощью установки труб на различные системы пружин. В экспериментальной установке [19] логарифмический декремент затухания легко определялся путем наблюдений за релаксацией амплитуды вибраций во времени. В настоящий момент не существует метода вычисления логарифмического декремента затухания. Экспериментальные значения логарифмического декремента затухания сильно различаются (0,01—0,17). Наиболее часто потребляется значение 0,036, предложенное в [20] для медно-никелевых труб в конденсаторе с большой поверхностью парового пространства. Значение логарифмического декремента затухания зависит от механических свойств материала трубы, конфигурации пучка и вязкости жидкости в межтрубном пространстве.

В [21] обобщены экспериментальные данные для пороговой постоянной неустойчивости β . На рис. 3 показано, что β зависит от расположения труб в пучке. В [22] определено влияние угла расположения труб в пучке и отношения шага трубы к ее диаметру на β для пучка труб (рис. 4). Эти предварительные результаты показывают, что значение β убывает с уменьшением отношения шага к диаметру. Для того чтобы метод критической скорости [19] был достаточно эффективен, необходимо знать зависимость логарифмического декремента затухания и изменения β от типа труб, угла расположения труб в пучке и шага труб.

Д. Образование вихря в параллельном потоке. Вибрация при аксиальном или параллельном течении является результатом развития вихрей вдоль длины трубы. В ядерных реакторах и связанных с ними теплообменниках иногда возникают вибрации этого типа. Обычно они имеют длинные беспорядочные пролеты труб, относительно узкие межтрубные проходы и очень высокие аксиальные скорости. Метод, приведенный в [23], позволяет определить частоту турбулентного вихря, инициированного потоком, движущимся параллельно трубам, который может возбудить вибрацию труб на частотах собственных колебаний. Метод позволяет вычислить амплитуду вибрации в середине пролета с использованием экспериментального значения критической скорости. В большинстве промышленных кожухотрубных теплообменников вибрация, обусловленная

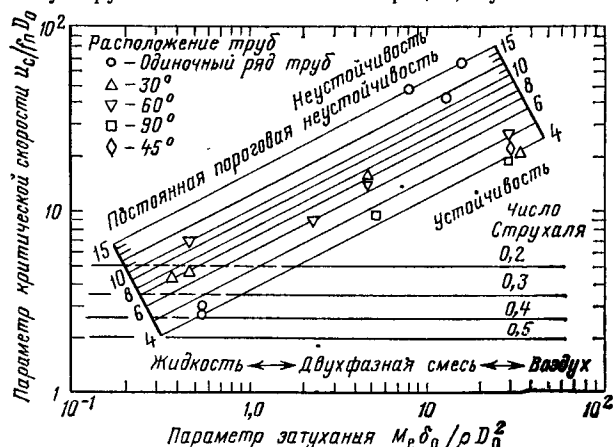


Рис. 3. Диаграмма устойчивости для рядов труб (согласно [21])

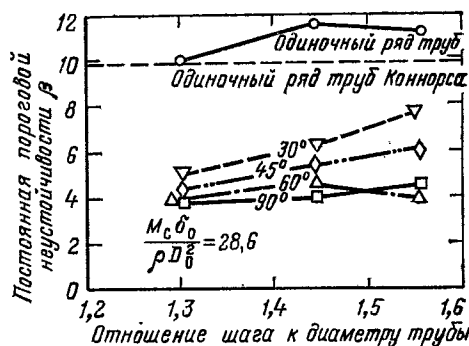


Рис. 4. Зависимость постоянной пороговой неустойчивости от отношения шага к диаметру трубы при разных углах расположения труб в пучке [22]

аксиальным потоком, не вызывает проблем, так как скорости аксиальных потоков в теплообменниках с перегородками существенно ниже критической.

Е. Акустическая вибрация. Акустическая вибрация возникает только в том случае, если межтрубный теплоноситель — пар или газ. Вибрации этого типа аналогичны звуковым вибрациям, возникающим в органной трубе. Характерная частота акустической вибрации в теплообменнике зависит от некоторой характерной длины (обычно от диаметра кожуха d) и скорости звука теплоносителя u_{sound} . Акустическая частота f_a может быть рассчитана с помощью следующего соотношения:

$$f_a = m u_{sound} / 2d, \quad (4)$$

где m — номер моды, который является безразмерным множителем. Самая низкая частота достигается при $m=1$, и характерной длиной является диаметр кожуха. Эта частота называется основным тоном; более высокие обертоны имеют акустические частоты в 2—4 раза больше основной ($m=2, 3$ или 4). Первые два обертона показаны на рис. 5. Возникновение третьего, четвертого и более высоких обертонов в теплообменниках наблюдается редко.

Акустические частоты вибраций в теплообменнике могут возбуждаться либо вихрями, либо турбулентными вибрациями. В [24] показано, что пока возбуждающие частоты лежат в пределах 20% акустической частоты, может возникать громкий шум. Эта акустическая вибрация может вызывать разрушение, когда она попадает в резонанс с каким-либо элементом теплообменника. Тщательно выполненные проекты теплообменников учитывают, что частоты собственных колебаний труб должны отличаться от акустических частот кожуха теплообменника. Акустические частоты кожуха можно изменить, вставляя расширяющую пластину параллельно направлению поперечного обтекания, что изменяет характерную длину, при этом ни теплоотдача, ни перепад давления не изменяются.

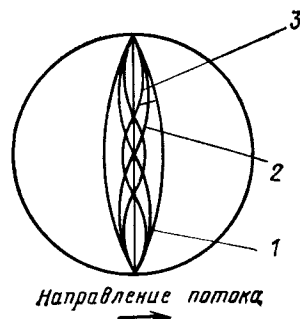


Рис. 5. Наиболее вероятные формы стоячих акустических волн для основного (1) тона, первого (2) и второго (3) обертонов

Г. Явления, возникающие при совместном действии различных факторов. Возникает вопрос, какие явления существенны для предсказания вибраций при заданных конфигурации и рабочих условиях? Если они известны, то действуют они независимо или совместно, усиливают или ослабляют вибрацию? Если они действуют в фазе, тогда следует ожидать усиления. Если они действуют не в фазе, следует ожидать взаимного уничтожения или затухания. Ответы на все эти вопросы в настоящее время неизвестны. Картину усложняет то обстоятельство, что основная часть потока в теплообменнике ни параллельна, ни перпендикулярна трубам. Поэтому, хотя скорости параллельного и поперечного потоков, которые могут вызывать вибрации в идеальных пучках труб, известны, соответствующие значения для использования при прогнозировании аналогичных явлений в кожухотрубном теплообменнике остаются неопределенными.

5.5.5. Метод прогнозирования вибрации

А. Первичная оценка. Для расчетов кожухотрубных теплообменников с целью минимизации вероятности возникновения нежелательных проблем с вибрациями, вызванными потоками теплоносителей, предлагается четырехступенчатая первичная оценка. Шаги можно брать в любом порядке, и их следует повторять для входной, центральной и выходной областей теплообменника. Чтобы обеспечить высокую вероятность отсутствия вибрации, считают, что вибрация не должна появляться ни на одном шаге оценки. При первичной оценке рассматриваются следующие четыре шага.

Первый шаг. Для случая течения газа или пара в межтрубном пространстве сравнивают частоту возникновения вихрей или турбулентных вибраций, рассчитанных для скорости поперечного обтекания, с акустической частотой. Если отклонение лежит в пределах 20 %, то акустическая вибрация возможна.

Второй шаг. Для газа или жидкости в межтрубном пространстве сравнивают скорость поперечного потока u с критической скоростью, необходимой для инициирования упругой неустойчивости жидкости u_{crit} . Вибрация и повреждения возможны в случае, когда $u > u_{crit}$.

Третий шаг. Для газа или жидкости в межтрубном пространстве сравнивают частоту возникновения вихрей с самой низкой частотой собственных колебаний труб. Из-за ряда неопределенностей вибрация (повреждения не обязательны) возможна, когда отношение f_{os}/f_n больше, чем некоторое значение, меньшее 1 и часто принимаемое равным 0,5.

Четвертый шаг. Для газа или пара в межтрубном пространстве сравнивают частоту турбулентных вибраций с самой низкой собственной частотой труб. Из-за ряда неопределенностей вибрация (повреждения не обязательны) возможна, когда отношение больше некоторого значения, меньшего 1 и часто принимаемого равным 0,5.

Заметим, что метод первичной оценки позволяет предсказать вероятность вибрации, а не повреждения. Отсутствие вибраций исключает с определенностью повреждения из-за вибрации, но существование вибрации не обязательно влечет за собой повреждения.

В. Вторичные оценки. Метод первичной оценки дает возможность определить только наиболее очевидные причины возникновения вибраций труб. Существуют дополнительные вторичные оценки, которые можно выполнить и которые включают рассмотрение скорости в области входных и выходных патрубков, большие скорости поперечного потока u^2 и амплитуды поперечного и параллельного течения. Можно проверить влияние байпасного течения и утечек для оценки скоростей и возможности появления вибрации. Можно проверить, не находятся ли в резонансе

акустическая частота потока и частоты собственных колебаний труб.

С. Связь между вибрацией и повреждениями. Вибрацию нельзя приравнять к повреждению трубы. Многие теплообменники вибрируют, но поломки труб не возникает. Повреждения, как известно, являются результатом усталости, столкновений труб и перерезания труб перегородками. Явление усталости изучено лучше, чем два других механизма повреждения. Для ответа на вопросы о слабо деформирующей вибрации с малой амплитудой для очень большого числа циклов необходимы испытания, в которых моделируются перемещения, воздействие сил, материалы труб и опор и т. д., соответствующие таковым в реальных теплообменниках.

Д. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными. Надежные экспериментальные данные по наведенной потоком вибрации и повреждениям труб для работающих кожухотрубных теплообменников крайне ограничены. Это обусловлено тем, что получение данных для тщательного анализа вибраций чрезвычайно трудно, тем более что обслуживающий персонал более заинтересован в устранении нежелательных вибрационных проблем, чем в получении экспериментальных данных.

При рассмотрении нескольких банков данных по вибрациям труб [25—27] отмечается, что в одних случаях в теплообменниках возникали проблемы вибраций, в других нет, причем случаев с вибрацией больше. Существуют случаи, когда межтрубное пространство заполнено жидкостью, газом или паром. Из всех случаев с вибрацией более чем в половине наблюдались повреждения у перегородок. В других случаях указывались повреждения, возникающие в результате столкновения труб, поломки соединений между трубой и трубной доской, шум, поломки в областигиба труб. Как обычно, были случаи, когда информации было недостаточно. Во многих случаях недостающие данные крайне важны для проведения тщательного анализа.

Для случаев двух групп данных по вибрации [27] для входной, центральной и выходной областей теплообменника был использован метод первичной проверки. Верные предсказания сделаны в 48 из 67 случаев, или в 72 % случаев. Отсутствие вибраций только в 50 % случаев было предсказано верно. Можно предположить, что эти оценки типичны.

5.5.6. Усовершенствование конструкции

На стадии проектирования существует ряд поправок, которые можно внести в проект для уменьшения вибраций. В большинстве случаев требуется компромиссное решение, позволяющее удовлетворить все эти требования и получить приемлемую стоимость. Даже если проблемы возникают уже при эксплуатации теплообменника, в конструкцию можно все же внести некоторые улучшения.

А. Возможные изменения конструкции для устранения проблем, связанных с вибрациями. Если в результате анализа найдено, что возможно появление вибрации, элементы конструкции можно пересмотреть с этой точки зрения. Предполагая, что рабочие условия нельзя изменить, следует рассмотреть следующие поправки.

Уменьшение скоростей теплоносителя в межтрубном пространстве. Если расход фиксирован, скорости можно уменьшить путем увеличения шага труб или использованием кожухов типа X или J в соответствии с нормами ТЕМА. Это особенно удобно, когда в проекте ограничен перепад давления; однако это может привести к увеличению размера кожуха.

Увеличение частоты собственных колебаний труб. Наиболее эффективным способом увеличения частоты собственных колебаний трубы является уменьшение длины максимального безопорного пролета. Уменьшение длины пролета на 80 % увеличивает частоту собственных колеба-

ний более чем на 50 %. Изменение материала трубы и увеличение толщины стенки могут вызвать вторичные эффекты, но ни один из этих способов не позволяет увеличить заметно частоту собственных колебаний, которая может быть увеличена путем связывания или сварки труб для противодействия их перемещения. Этот метод особенно эффективен при контроле вибраций в области изгибов пучков U-образных труб.

Уменьшение скоростей теплоносителей в патрубках. Для уменьшения скоростей в патрубке можно увеличить размеры патрубка. Если для противодействия эрозии установлен отбойный щиток, можно считать, что скорости у краев щитка не очень велики. Опорная пластина на центральной линии патрубков обеспечивает дополнительную опору для труб вблизи середины пролета в концевой зоне. Кольцевые распределители и паровые бандажы являются эффективными способами уменьшения скорости в межтрубном пространстве на входе в пучок.

Изменение типа перегородки. В теплообменниках, где трубы в окнах отсутствуют, перегородки пучка могут быть широко разнесены, так как каждая труба поддерживается каждой перегородкой. Более того, такая конструкция позволяет иметь промежуточные опорные пластины между каждой перегородкой, которые не влияют на теплообмен и перепад давления. Переход к многосегментным перегородкам приводит к уменьшению скорости. Хотя и не часто, в теплообменниках с малым перепадом давления используется стержневой пучок [29].

Добавление расстраивающих перегородок. Устранение акустической вибрации можно предусмотреть на стадии проектирования, используя в проекте расстраивающие перегородки для уменьшения характерной длины (см. [22]).

Уменьшение износа перегородок. Хотя использование более плотных зазоров между трубой и перегородкой и более толстых перегородок и не изменяет частоту собственных колебаний труб, но оно уменьшает повреждения из-за перерезания и увеличения затухания системы. Изменение материала перегородки может иногда снизить повреждения труб, если первоначальный материал был намного тверже используемого.

В. Возможные технические решения для воздействия на вибрации. Если при работе теплообменника возникают проблемы вибраций, следует определить, не вызывает ли вибрацию какой-либо внешний источник. Если определено, что вибрация обусловлена потоком, следует рассмотреть несколько возможных решений.

Закупорка труб, в которых обнаружена течь. Временным средством для протекающих труб независимо от причины является закупорка концов труб. Замена труб в системе обычно не практикуется.

Уменьшение скорости течения теплоносителя. Часто вибрацию можно предотвратить снижением скорости теплоносителя. Это приемлемо только в случае, если это можно сделать, не нарушая эксплуатационных требований установок.

Вставка стержней, связок или клиньев для увеличения жесткости пучка. Собственные частоты существующих теплообменников можно увеличить установкой связок или клиньев между трубами для ограничения перемещения. Это может привести к изменению теплоотдачи и перепада давления. Одной из зон, где часто применяются связки и клинья, является гиб U-образной трубы.

Создание байпасного канала. Этим методом можно снизить скорости поперечного потока до уровня, достаточного для контролирования вибраций. Однако делать это надо с осторожностью, так как вследствие этого могут существенно ухудшиться характеристики теплоотдачи и перепада давления.

Замена пучка труб. В качестве последнего средства можно спроектировать и установить новый пучок, который позволит устранить проблему вибраций.

Возникновение вибраций легче предусмотреть, чем исправить. Тщательный анализ на стадии проекта может заметно снизить проблемы, связанные с возможными вибрациями в будущем.

Принятые обозначения

- C_n — константа частоты, безразмерная (см. табл. 1)
- C_u — константа частоты первой моды U-образной трубы, безразмерная (см. рис. 4)
- d — характерная длина для акустических вибраций; обычно диаметр кожуха теплообменника, м
- D_i — внутренний диаметр трубы, м
- D_o — внешний диаметр трубы, м
- E — модуль упругости материала трубы, Н/м²
- f_a — акустическая частота, Гц
- f_n — частота собственных колебаний, Гц
- f_{ns} — частота вынуждающей силы, Гц
- f_{nu} — частота собственных колебаний U-образногогиба, Гц
- f_{tb} — доминантная частота турбулентных вибраций, Гц
- f_{vs} — частота возникновения вихрей, Гц
- I — момент инерции сечения $I = \pi(D_o^4 - D_i^4)/64$, м⁴
- k — добавочный коэффициент массы, безразмерный [см. рис. 2 § 4.6.2]
- l — продольный шаг труб между последовательными рядами труб, м
- L — длина безопорного пролета, м
- m — номер моды, безразмерный множитель
- M — молекулярная масса, г/моль
- M_e — эффективная масса единицы длины $(M_m + M_t + M_s)$, кг/м
- M_m — масса единицы длины трубы, кг/м
- M_s — фактическая масса единицы длины трубы межтрубной жидкости, замененной трубой $(\rho_s(\pi/4)D_o^2)$, кг/м
- M_t — масса единицы длины трубы для жидкости в трубах, кг/м
- P_a — аксиальная нагрузка — — сжимающая + — растягивающая, Н
- R — радиусгиба U-образной трубы, м [19]
- R — газовая постоянная, 8,3124 кг·м²/(с²·моль·К)
- Sr — число Струхала, безразмерное
- t — поперечный шаг в ряду, м
- T — абсолютная температура, К
- u_c — скорость поперечного потока в зазорах ряда труб, м/с
- u_{crit} — критическая скорость для упругой неустойчивости жидкости, м/с
- u_{sound} — скорость звука в межтрубной жидкости $[u_{sound} = (Z\gamma RT/M)^{0.5}]$ м/с
- Z — фактор сжимаемости, безразмерный
- β — пороговая константа неустойчивости, безразмерная
- γ — отношение теплоемкостей C_p/C_v , безразмерное ($\gamma \sim 1.4$ для многих жидкостей)
- δ_o — логарифмический декремент пучка труб в межтрубной жидкости при отсутствии течения, безразмерный
- ρ_s — плотность межтрубной жидкости, кг/м³

ЧАСТЬ 3

РАЗДЕЛ 3.2

K § 3.1

1. Al-Zakri A. A., Band Bell K. J. Heat Transfer: Estimating Performance When Uncertainties Exist, Chem. Eng. Prog., vol. 77, N 7, pp. 39—49, 1981.

K § 3.3.3

1. Palen J. W., Taborek J. Solution of Shellside Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method, Chem. Eng. Prog. Symp., Ser., vol. 65, N 92, 1969.
2. Bell K. J. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers, University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bull. 5, 1963.
3. Bell K. J. Private communications (1963—1980) and his D. Q. Kern Memorial Award Lecture at the AIChE/ASME Natl. Heat Transfer Conf., San Diego, Calif., 1979 (unpublished).
4. Chilton C. H., Perry R. H. (eds) Chemical Engineer's Handbook, 5th ed., sec. 10, 1973.

K § 3.3.4

1. Standards of Tabular Heat Exchanger Manufacturers Association, 6th ed., TEMA, New York, 1978.
2. Shah R. K., Afimiwala K. A., Mayne R. W. Heat Exchanger Optimization, Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, 1978.
3. Palen J. W., Cham T. P., Taborek J. Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers by Case Study Method, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., vol. 70, N 138, 1974.
4. Rozenman T., Taborek J. The Effect of Leakage Through the Longitudinal Baffle on the Performance of Two-Pass Shell Exchangers, AIChE Symp. Ser., vol. 68, N 118, 1968.

K § 3.3.5

1. Kern D. Q. Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1950.
2. Standards of Tabular Exchangers Manufacturers Association, 6th ed., TEMA, New York, 1978.

K § 3.3.6

1. Gupta R. K. and Katz D. L. Flow Patterns for Predicting Shell—Side Heat Transfer Coefficients for Baffled Shell-and-Tube Exchangers, Ind. Eng. Chem., vol. 49, N 6, pp. 998—999, 1957.
2. Shell-and—Tube Heat Exchanger, 16-mm color sound movie, originally produced by C. F. Braun Co., 1956, currently available through Heat Transfer Research, Inc. (HTRI), 1000 S. Fremont, Alhambra, Calif., 91802.
3. Bell K. J. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers, University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bull. 5, 1963.
4. Palen J. W., Taborek J. Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., vol. 65, N 92, 1969.
5. Bell K. J. Private communications (1963—1980), and his D. Q. Kern Memorial Award Lecture at the AIChE/ASME Natl. Heat Transfer Conf., San Diego, Calif., 1979 (unpublished).

K § 3.3.8

1. Bell K. J. Private communications (1963—1980), and his D. Q. Kern Memorial Award Lecture at the AIChE/ASME Natl. Heat Transfer Conf., San Diego, Calif., 1979 (unpublished).
2. Bell K. J. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers, University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bull. 5, 1963.

K § 3.3.10

1. Briggs D. E., Young E. H. Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Bank of Finned Tubes, CEP Symp. Ser. N. 41, vol. 59, Heat Transfer—Houston, pp. 1—10.

2. Briggs D. E., Kaiz D. L., Young E. H. How to Design Finned—Tube Heat Exchangers, CEP, vol. 59, N 11, pp. 49—59, Nov. 1963.

РАЗДЕЛ 3.4

K §§ 3.4.1—3.4.7

1. Kent E. R., Pigford R. L. Fractionation During Condensation of Vapor Mixtures, AIChE J., vol. 2, p. 363, 1956.
2. Troster E. Berechnung der Trennwirkung von Teilkondensatoren, Chem. Ing. Tech., vol. 22, pp. 525—531, 1960.
3. Holmes R. C., Perry J. H. Chemical Engineering Handbook, 3d ed., p. 686, McGraw-Hill, New York, 1950.
4. English K. G., Jones W. T., Spillers R. C., Orr V. Criteria of Flooding and Flooding Correlation Studies with a Vertical Updraft Partial Condenser, AIChE Preprint 9, 6th Natl. Heat Transfer Conf., 1963.
5. Boyko L. D., Kruzhilin G. N. Heat Transfer and Hydraulic Resistance During Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 10, pp. 361—373, 1967.
6. Grant I. D. R. Condenser Performance—The Effect of Different Arrangements for Venting Noncondensable Gases, Br. Chem. Eng., vol. 14, pp. 651—653, 1969.
7. Hampson H., Thain W. The Effect of Venting Arrangements During the Condensation on a Horizontal Tube from Static Vapor Gas Mixture, Proc. 3d Int. Heat Transfer Conf., vol. 1, pp. 118—129, 1966.
8. Khan R. A. Effect of Vent Rate, Noncondensable Loading and Vent Location on Heat Transfer in a Large Vertical Tube Bundle of a Sea Water Evaporator, Symp. Special Problems in Process Heat Transfer, paper 14G, AIChE 71st Natl. Mtg., Dallas, Texas, February 1972.
9. Eissenberg D., Bogue D. Tests of an Enhanced Horizontal Tube Condenser Under Conditions of Horizontal Steam Cross Flow, Heat Transfer, vol. 1, HE 2.1, 1970.
10. NEL Report 619, Steam Turbine Condensers, Report of a meeting at National Engineering Laboratory, September 1974.
11. Colburn A. P., Edison A. G. Prevention of Fog in Cooler Condensers, Ind. Eng. Chem., vol. 33, p. 457, 1941.
12. Katz J. L., Ostermaier B. J. Diffusion Cloud Chamber Investigation of Homogeneous Nucleation, J. Chem. Physics, vol. 47, p. 482, 1967.
13. Palen J. W., Breber G., Taborek J. Predictions of Flow Regimes in Horizontal Tubeside Condensation, Preprints of AIChE Papers, p. 38, 17th Natl. Heat Transfer Conf., Salt Lake City, Utah, 1977.
14. Breber G., Palen J. W., Taborek J. Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Regional Criteria, Condensation Heat Transfer, 18th Natl. Heat Transfer Conf., San Diego, 1979, ASME, Also in Heat Transfer Eng., vol. 1, N 2, pp. 47—57, October—December 1979.
15. Kutateladze S. S., Borishanskii V. M. Concise Encyclopedia of Heat Transfer, p. 181, Pergamon Press Oxford, 1966.
16. Beatty K. O., Katz D. L. Condensation of Vapors Outside Finned Tubes, Chem. Eng. Prog., vol. 44, p. 55, 1948.
17. Withers J. G., Young E. H. Steam Condensing on Vertical Rows of Horizontal Corrugated and Plain Tubes, Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Devel., vol. 10, N 1, pp. 19—29, 1971.
18. Bell K. J., Ghaly A. M. An Approximate Generalized Design Method for Multicomponent/Partial Condensers, AIChE Symp. Ser., 69, N 131, pp. 72—79, 1972.
19. Bergelin O. P., Kegal P. A., Carpenter F. G., Gazely C. Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Berkeley, Calif., 1964.
20. Charvonia D. A. Experimental Investigation of the Mean Liquid Film Thicknesses and the Characteristics of the Interfacial Surface in Annular, Two—Phase Flow, ASME, Paper 61—WA—243, 1961.
21. Chien S. F., Ibele W. Pressure Drop and Liquid Film Thickness of Two Phase Annular and Annular—Mist Flow, ASME Paper 62—WA—170, 1962.
22. Zhivalkin L. Y., Volgin B. P. Hydraulic Resistance in Descending Two-Phase Flow in Film-Type Equipment, Int. Chem. Eng., vol. 4, N 1, pp. 80—84, 1964.

23. Fujii T., Uehara H., Hiratu K., Oda K. Heat Transfer and Flow Resistance in Condensation of Low Pressure Steam Flowing Through Tube Banks, *Int. J. Heat Transfer*, vol. 15, pp. 247—260, 1972.
24. Grant I. D. R. Flow and Pressure Drop with Single Phase and Two Phase Flow in Shell Side of Segmentally Baffled Shell and Tube Heat Exchangers, NEL Report N 590, pp. 1—22, Natl. Eng. Lab., Glasgow, 1975.
25. Diehl J. E. Calculate Condenser Pressure Drop, *Pet. Refiner*, vol. 36, N 10, pp. 147—153, 1957.
26. Grant I. D. R., Chisholm D. Two-Phase Flow on the Shell Side of a Segmentally Baffled Shell-and-Tube Heat Exchanger, ASME Paper presented in Atlanta, Ga., 1977.
27. Butterworth D. Developments in the Design of Shell and Tube Condensers, ASME Paper WA/HT—24, 1977.
28. Bell K. J., Mueller A. C. Condensation Heat Transfer and Condenser Design, *AIChE Today Series*, AIChE, New York, 1971.
29. Carpenter E. F., Bolburn A. P. The Effect of Vapor Velocity on Condensation Inside Tubes, General Discussion on Heat Transfer, London, ASME + IME, 1951.
30. Taborek J. Design Method for Heat Transfer Equipment, in *Heat Exchanger Design and Theory Source Book*, ed. N. Afgan and E. U. Schlunder, Hemisphere, Washington, 1974.
31. Sebald J. F. A History of Steam Surface Condensers for the Electric Utility Industry, *Heat Transfer, Eng.*, vol. 1, N 3, pp. 80—87, 1980.
32. Лабунцов Д. А. Теплопередача при конденсации пара на вертикальной поверхности при турбулентном течении пленки конденсата // Инженерно-физический журнал. 1960. Т. 3. С. 3—12.
33. Emerson W. H. Effective tube—side temperature difference in multiphase heat exchangers with non—uniform heat transfer coefficients and specific heats, NEL Report N 590, pp. 32—35, Natl. Eng. Lab., Glasgow, 1975.

РАЗДЕЛ 3.5

К §§ 3.5.1—3.5.8

1. Chilton C. H., Perry R. H. *Chemical Engineer's Handbook*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1973.
2. McCabe W. L., Smith J. C. *Unit Operations of Chemical Engineering*, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1976.
3. Davis R. F. The Physical Aspects of Steam Generation at High Pressure and the Problem of Steam Contamination, *Proc. Inst. Mech. Eng. London*, vol. 144, pp. 198—216, 1940.
4. Heat Exchange Institute, *Standards for Direct Contact Barometric and Low Level Condensers*, 5th ed., New York, 1970.
5. Whitt F. R. Performance of Falling—Film Evaporators, *Br. Chem. Eng.*, vol. 11, pp. 1523—1525, 1966.
6. Chun K. R., Seban R. A. Heat Transfer to Evaporating Liquid Films, *J. Heat Transfer*, vol. 93, pp. 391—396, 1971.
7. Chiesa C., Ciminale A., Elias G., Silvestri M. Misura sul coefficiente di scambio termico e sulle cadute di pressione di un lungo tubo verticale, *La Termotecnica*, vol. 28(3), pp. 140—145, 1974.
8. Chun K. B., Seban R. A. Performance Prediction of Falling—Film Evaporators, *J. Heat Transfer*, vol. 94, pp. 432—436, 1972.
9. Doll-Steinberg A. The Performance of a Climbing Film Evaporator, *Br. Chem. Eng.*, vol. 3, pp. 536—539, 1958.
10. Palen J. W., Taborek J. J. Refinery Kettle Reboilers—Proposed Method for Design and Optimization, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 55(7), pp. 37—46, 1962.
11. Shellene K. R., Sternling C. V., Snyder N. H., Church D. M. Experimental Study of a Vertical Thermosiphon Reboiler, *Proc. 8th Natl. Heat Transfer Conf.*, Seattle, 1967.
12. Engelbrecht A. D., Hunter J. B. Development of a Continuous Process for Concentration of Aluminium Sulphate Solutions in a Climbing Film Evaporator, *Conf. on Heat Transfer and the Design and Operation of Heat Exchangers*, S. Afr. Inst. Chem. Eng., 1974.

РАЗДЕЛ 3.6

К §§ 3.6.1—3.6.3

1. Gilmour C. H. No Fouling—No Fouling, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 61, N 7, pp. 49—54, 1965.
2. Palen J. W., Taborek J. Refinery Kettle Reboilers, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 58, N 7, pp. 37—46, 1962.
3. Shellene K. R., Sternling C. V., Snyder N. H., Church D. M. Experimental Study of a Vertical Thermosiphon Reboiler, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 64, N 82, pp. 102—113, 1968.
4. Lee D. C., Dorsey J. W., Moore G. Z., Mayfield F. D. Design Data for Thermosiphon Reboilers, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 52, N 4, p. 160, 1956.
5. Palen J. W., Yarden A., Taborek J. Characteristics of Boiling Outside Large Scale Multitube Bundles, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 68, N 118, pp. 50—61, 1972.
6. Palen J. W., Shin C. C., Yarden A., Taborek J. Performance Limitations in a Large Scale Thermosiphon Reboiler, *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, vol. 5, pp. 204—208, 1974.
7. Starczewski J. Generalized Design of Evaporation, *Heat Transfer to Boiling Liquids*, *Br. Chem. Eng.*, vol. 10, N 8, pp. 523—530, 1965.
8. Mostinski I. L. Application of the Rule of Corresponding States for the Calculation of Heat Transfer and Critical Heat Flux,

Teploenergetika, vol. 4, p. 66, 1963; *English Abstr.*, *Br. Chem. Eng.*, vol. 8, N 8, p. 580, 1963.

9. Fair J. R. What You Need to Design Thermosiphon Reboilers, *Pet. Refiner*, vol. 39, N 2, p. 105, 1960.
10. Nakajima K., Morimoto K. Boiling Heat Transfer on Outside Wall of Horizontal Tube Bundles for Freon 11 and 12, *Refrigeration (Japan)*, vol. 44, N 495, pp. 3—15, 1969.
11. Montgomery R. T. A Study of the Effect of Tube Bundle Geometry on the Nucleate Boiling Region of a Series of Hydrocarbon Liquids, Ph. D. thesis, University of Missouri at Rolla, 1969.
12. Wallner R. Heat Transfer in Flooded Shell and Tube Evaporators, *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, Paper HE2.4, 1974.
13. Taborek J. Design Methods in Flooded Shell and Tube Evaporators, *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo.
13. Taborek J. Design Methods for Heat Transfer Equipment—A Critical Survey of the State—of—the—Art, in *Heat Exchangers: Design and Theory Sourcebook*, ed. N. Afgan and E. U. Schlunder, Hemisphere, Washington, 1974.
14. Palen J. W., Small W. M. A New Way to Design Kettle and Internal Reboilers, *Hydrocarbon Process.*, vol. 43, N 11, p. 199, 1964.
15. Kern D. O. *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1950.
16. Comley W. D. The Effect of Vapor Agitation on Boiling Coefficients, M. S. thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Mass., 1938.
17. Chen J. C. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *I&EC Process Design and Development*, vol. 5, N 1, pp. 322—329, July 1966.
18. Blumenkrantz A., Taborek J. Application of Stability Analysis for Design of Natural Circulation Boiling Systems and Comparison with Experimental Data, *AIChE Symp. Ser.*, vol. 68, N 118, 1971.
19. Cichelli M. T., Bonilla C. F. Heat Transfer to Boiling Liquids Under Pressure, *Trans. AIChE*, vol. 41, p. 755, 1945.
20. Glickstein M. R., Whitesides R. H., Jr. Forced-Convection Nucleate and Film Boiling of Several Aliphatic Hydrocarbons, *9th Natl. Heat Transfer Conf.*, Seattle, ASME Paper 67—HT—7, 1967.
21. Frederking T. H. K., Clark J. A. Natural Convection Film Boiling on a Sphere, *Adv. Cryogenic Eng.*, vol. 8, p. 501, 1963.

РАЗДЕЛ 3.7

К §§ 3.7.1—3.7.10

1. Parrott D. L. Heat Transfer in Plate Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers, *14th Natl. Heat Transfer Conf.*, Atlanta, Preprint 5, 1973.
2. Wilkinson W. L. *Non-Newtonian Fluids*, Pergamon, London, 1960.
3. Marriott J. Where and How to Use Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng.*, vol. 78, N 8, pp. 127—134, 1971.
4. Usher J. D. Evaluating Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng.*, vol. 77, N 4, pp. 90—94, 1970.
5. Jackson B., Troup R. Laminar Flow in Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 60, N 7, pp. 62—65, 1964.
6. Okada K. e.a. Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger, *Heat Transfer Jpn. Res.*, vol. 1, N 1, pp. 90—95, 1972.
7. Okada K. e.a. Studies on the Heat Transfer and Pressure Drop of Several Kinds of Plate Heat Exchangers, *Kagaku Kogaku*, vol. 32, N 11, pp. 89—94, 1968.
8. Маслов А. Расчеты пластинчатых теплообменников с помощью диаграмм // Холодильная техника. 1965. № 6. С. 25—29.
9. Маслов А. Диаграмма для определения сопротивления пластинчатых теплообменников // Молочная промышленность. 1965. Т. 26, № 3, с. 23—24.
10. Maslov A. The Hydraulic Resistance in Channels between the Plates of a Heat Exchanger, *Izvestiya VUZ Pishchevaya Tekhnologia*, vol. 42, N 5, pp. 143—147, 1964.
11. Rosenblad G., Kullendorf A. Estimating Heat Transfer from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces, *Warme und Stoffübertragung*, vol. 8, N 3, pp. 187—191, 1975.
12. Okada K. e.a. Temperature Distribution of Fluids in Plate Type Heat Exchangers, *Kagaku Kogaku*, vol. 34, N 1, pp. 93—95, 1970.
13. Watson E. L. e.a. Plate Heat Exchangers, *Flow Characteristics*, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 52, N 9, pp. 733—740, 1960.
14. Foote M. R. Effective Mean Temperature Differences in Multipass Heat Exchangers, *NEL Rept.* 303, 1969.
15. Wilkinson W. L. Flow Distribution in Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng.*, N 285, pp. 289—293, May 1974.
16. Cooper A., Sultor J. W., Usher J. D. Cooling Water Fouling in Plate Heat Exchangers, *6th Int. Heat Transfer Conf.*, Toronto, 1978.
17. Kern D. D. *Process Heat Transfer*, p. 85, McGraw-Hill, New York, 1950.
18. Edwards M. F., Wilkinson W. L. Plate Heat Exchangers, *HTFS Design Rept.* 36, pp. 58—61, 94—97, January 1975 (available to HTFS sponsors only).
19. Cooper A. Recover More Heat with Plate Heat Exchangers, *Chem. Eng.*, N 285, pp. 280—284, May 1974.
20. Marriott J. Performance of an Alfaflex Plate Heat Exchanger, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 73, N 2 pp. 73—78, 1977.

21. Cooper A. Condensation of steam in Plate Heat Exchangers, *AIChE Symp. Ser.*, vol. 70, N 138, pp. 172-177, 1974.
22. Martinelli R. C., Nelson D. B. Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water, *J. Heat Transfer*, vol. 70, pp. 695-707, 1948.
23. Jackson B. W., Troup R. A. Plate Heat Exchanger Design by E-NTU Method *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 62, N 64, pp. 185-190, 1966.

РАЗДЕЛ 3.9

K §§ 3.9.1-3.9.10

1. Kays W. M., London A. L. *Compact Heat Exchangers*, New York: McGraw-Hill, 1964.
2. Creswick F. A., Talbert S. G., Bloemer J. W. Compact Heat-Exchanger Study, Final Technical Rept., DA-44-009, AML-313(X), March 31, 1964.
3. Mondt J. R., Slegla D. C. Performance of Perforated Heat-Exchanger Surfaces, *J. Eng. Power*, vol. 96, pp. 81-86, 1974.
4. Shah R. K. Perforated Heat Exchanger Studies, Part 1, Flow Phenomena, Noise and Vibration, ASME Paper 75-WA/HT-8.
5. Shah R. K. Perforated Heat Exchanger Studies, Part 2, Heat Transfer and Flow Friction Characteristics, ASME Paper 75-WA/HT-9.
6. Liang C. Y., Yang W. J. Heat Transfer and Friction Loss Performance of Perforated Heat Exchanger Surfaces, *J. Heat Transfer*, vol. 97, pp. 9-16, 1975.
7. Pucci P. F., Howard C. P., Piersall C. H. Jr. The Single Blow Transient Testing Technique for Compact Heat Exchanger Surfaces, *J. Eng. Power*, vol. 89, pp. 29-39, 1967.
8. London A. L., Shah R. K. Offset Rectangular Plate-Fin Surfaces-Heat Transfer and Flow Friction Characteristics, *J. Eng. Power*, vol. 90, pp. 218-288, 1968.
9. Sparrow E. M., Baliga R. R., Patankar S. V. Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Interrupted-Wall Channels, with Application to Heat Exchangers, *J. Heat Transfer*, vol. 99, pp. 4-11, February 1977.
10. Mochizuki S., Yagi Y. Heat Transfer and Friction Characteristics of Strip Fins, *Heat Transfer, Jpn. Res.*, vol. 6, pp. 36-59, 1977.
11. Dubrovskii E. V., Fedotova A. L. Investigation of Heat Exchanger Surfaces with Plate Fins, *Heat Transfer Sov. Res.*, vol. 4, pp. 75-79, 1972.
12. Shah R. K., London A. L. Influence of Brazing on Very Compact Heat Exchanger Surfaces, ASME Paper 71-HT-29, 1971.
13. Smith M. C. Performance Analysis and Model Experiments for Louvered Fin Evaporator Core Development, SAE Paper 720078, 1972.
14. Wong L. T., Smith M. C. Airflow Phenomena in the Louvered-Fin Heat Exchanger, SAE Paper 730237, 1966.
15. Theoclitus G. Heat Transfer and Flow-Friction Characteristics in Nine Pin-Fin Surfaces, *J. Heat Transfer*, vol. 83, pp. 383-390, 1966.
16. Milton R. M. Heat Exchange System, U. S. Patent 3.384.154, May 1968.
17. Theophilus N. P., Wang D. Multiple Passage Heat Exchanger Utilizing Nucleate Boiling, U. S. Patent 3.457.990, July 1969.
18. Milton R. M. Heat Exchanger System with Porous Boiling Layer, U. S. Patent 3.587.730, June 1971.
19. Shah R. K., London A. L. Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Academic, New York, 1978.
20. Kays W. M. Compact Heat Exchangers, AGARD Lecture Ser. 57 on Heat Exchangers, ed. J. J. Ginoux, AGARD-LS-57-72, January 1972.
21. Rosenblad G., Kullendorf A. Estimating Heat Transfer Rates from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces, *Warme Stoffubertrag*, vol. 8, pp. 187-191, 1975.
22. Okada K., Ono M., Tomimura T., Okuma T., Konno H. and Ohtani S. Design and Heat Transfer Characteristics of New Plate Type Heat Exchanger, *Heat Transfer Jpn. Res.*, vol. 1, pp. 90-95, 1972.
23. Wietang A. R. Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers, *J. Heat Transfer*, vol. 97, pp. 488-490, 1975.
24. LaHaye P. G., Neugebauer F. J., Sakhuja R. K. A Generalized Prediction of Heat Transfer Surface Performance and Exchanger Optimization, *J. Heat Transfer*, vol. 96, pp. 511-517, 1974.
25. Kays W. M., London A. L. Remarks on the Behavior and Applications of Compact High-Performance Heat Transfer Surfaces, General Discussion on Heat Transfer, 1951.
26. Cox B., Jallouk P. A. Methods for Evaluating the Performance of Compact Heat Transfer Surfaces, *J. Heat Transfer*, vol. 95, pp. 464-469, 1973.
27. Bergles A. E., Bunn R. L., Junkhan G. H. Extended Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces, *Lett. Heat Mass Transfer*, vol. 1, pp. 113-120, 1974.
28. Soland J. G., Mack W. M., Rohsenow W. M. Performance Ranking of Plate-Fin Heat Exchange Surfaces, ASME Paper 76-WA/HT-31, 1976.
29. Shah R. K. Heat Exchanger Surface Selection, *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*

30. Shah R. K., Atimiwala K. A., Mayne R. W. Heat Exchanger Optimization, *Prog. 6th Int. Heat Transfer Conf.*
31. Palen J. W., Cham T. P., Taborek J. Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers by Case Study Method, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 70, N 138, 1974.
32. Fan Y. N. Now to Design Plate-Fin Exchangers, *Hydrocarbon Process*, vol. 45, N 11, pp. 211-217, 1966.
33. Sorlie T. Three Fluid Heat Exchanger Design Theory, Counter and Parallel Flow, Tech. Rept. 54, August 1962, Dept. Mech. Eng., Stanford University, Stanford, Calif.
34. Willis N. C. Jr. and Chapman D. J. Analysis of Three Fluid, Crossflow Heat Exchangers, *J. Heat Transfer*, vol. 90, pp. 333-339, 1968.
35. Chato J. C., Laverman R. J., Shah J. M. Analysis of Parallel Flow, Multi-Stream Heat Exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 14, pp. 1691-1703, 1971.
36. Demetri E. P., Platt M. A General Method for the Analysis of Compact Multifluid Heat Exchangers, ASME Paper 72-HT-14, 1976.
37. Haseler L. Condensation of Nitrogen in Brazed Aluminium Plate-Fin Heat Exchangers, ASME Paper 80-HT-57, 1980.
38. Yung D., Lorenz J. J., Panchal C. Convective Vaporization and Condensation in Serrated-Fin Channels, in *Heat Transfer of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Systems*, ed. W. L. Owens, ASME Symp. vol. HTD-vol. 12, pp. 29-38, 1980.
39. Robertson J. M., Lovegrave P. C. Boiling Heat Transfer with Freon-11 in Brazed-Aluminium Plate-Fin Heat Exchangers, ASME Paper 80-HT-58, 1980.
40. Robertson J. M. Review of Boiling, Condensing and Other Aspects of Two-Phase Flow in Plate-Fin Heat Exchangers, in *Compact Heat Exchangers*, eds. R. K. Shah, C. F. McDonald, and C. P. Howard. ASME Symp. vol. HTD-vol. 10, pp. 17-27, 1980.

РАЗДЕЛ 3.10

K §§ 3.10.1-3.10.6

1. Grover G. M., Cotter T. P., Erikson G. F. Structures of Very High Thermal Conductance, *J. Appl. Phys.*, vol. 35, pp. 1990-1991, 1964.
2. Chisholm D. *The Heat Pipe*, Mills and Boon, London, 1971.
3. Chi S. W. *Heat Pipe Theory and Practice*, A. Source Book. Hemisphere, Washington, D. C., 1976.
4. Dunn P. D., Reay D. A. *Heat Pipes*, 2d ed., Pergamon, Oxford, 1978.
5. Edelstein F., Fliegner H. Satellite Battery Temperature Control, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978. CP784, Paper 78-448, pp. 360-366, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
6. Osterle J. F., McGowan J. G. The Bionic Relationship Between Transpiration in Vascular Plants and the Heat Pipe, *Math. Biosci.*, vol. 14, pp. 317-323.
7. Thiele F. A. J., Reay D. A. Heat Transfer Across the Skin: The Application of Heat Pipe Theory to Predict Resting Sweat Gland Performance, 2d Int. Heat Pipe Conf. Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper 1-18, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
8. Firkin E. Internally Cooled Motion Control Systems, U. S. Patent 3 481 439, 1969.
9. Ewell G. J., Basilis A. Heat Pipe Materials Unique Requirements for Coal Gasification Processes, Diversity-Technology Explosion, 22d Natl. Symp. and Exhibition, San Diego, Calif., April 26-28, 1977, Proceedings, pp. 454-465, Society for the Advancement of Material and Process Engineering, Azusa, Calif., 1977.
10. Mei J. S., Keddy E. S. Heat Pipes for Fluid-Bed Gasification of Coal. Metallurgical Condition of Heat Pipes After Tests in Process Environment, 11th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., State Line, Nev., September 12-17, 1976, vol. 1, pp. 883-886, American Institute of Chemical Engineers, New York, 1976.
11. Energy Conversions Systems, Inc. Food Container, British Patent 1 275 846, 1972.
12. Basilis A., Dixon J. C. Heat Pipe Design for Electron Tube Cooling, ASME Paper 69-HT-25, 1969.
13. Graves J. R. Use of Heat Pipes in Electronic Hardware, NASA-CP-2019, Proc. ASPE/MSFC Symp. Engineering and Productivity Gains from Space Technology, Huntsville, Ala., May 11-12, 1977, pp. 249-255, NASA, Marshall Space Flight Center, Huntsville, Ala., 1977.
14. Haros J. L. Heat Pipe Cooling of Airborne Phased Array Radar, PAT-APPL-6045 30/GA, AD-D001 451/4, filed Aug. 4, 1975, National Technical Information Service, Springfield, Va., 1975.
15. Midwest Research Institute, Heat Pipes, NASA CR-250, 1975.
16. Ferrara A., Brinkman P. Applying Heat Pipes to Avoid the Preferential Freezing of Highway Bridge Decks, ASME Paper 76-ENA 25, 1976.
17. Larkin B. S., Dubuc S. Self-De-Icing Navigation Buoys Using Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper 1-11, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
18. Suelau H. J., Krollczek E. J., Brinkman C. P. Application of Heat Pipes to De-Icing Systems, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper 1-10, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
19. Hahn D. R. Cooling Aluminium Molds Using Heat Pipes,

- Final Report, BDX-613-2039, Contract EY-76-C-04-C613, Bendix Corporation, Kansas City, Mo., Dec. 1978.
20. Reay D. A. The Use of Heat Pipes in Pressure Die-Casting, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-401, pp. 434-439, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
21. Brown A., Morris K. J. Heat Pipes for Domestic Use, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 11-2.
22. Palkert P. The Heat Pipe in Heat Recovery, Air Conditioning and Drying, Rev. Prat. Froid Condit. Air, vol. 30, pp. 35-40, 1977 (in French).
23. Groll M., Krahling H., Munzel W. D. Heat Pipes for Cooling of an Electric Motor, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, CP784, Paper 78-466, pp. 354-359, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
24. Osiejsek O., Polasek F. Cooling of Electrical Machines by Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper 1-6, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
25. Basilius A. VBP Heat Pipes for Energy Storage, 11th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., State Line, Nev., September 12-17, 1976, vol. 1, pp. 901-904, American Institute of Chemical Engineers, New York, 1976.
26. Hanneman R. E., Vakil H., Wentorf R. H. Jr. Closed Loop Chemical Systems for Energy Transmission, Conversion and Storage, 9th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., San Francisco, Calif., Aug. 26-30, 1974, pp. 435-441, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1974.
27. Jacobson D. L. Material Selection Considerations for Fluoride Thermal Energy Storage Containment in a Sodium Heat Pipe Environment, Final Report, June 1-August 1976, AFAPL-TR-77-9, Purdue University, Lafayette, Ind., May 1977.
28. Yang W. J., Lee C. P. Modelling of a Heat-Pipe-Operated Thermal Storage Device, ASHRAE Trans., vol. 82, pp. 634-643, 1976.
29. Finlay J. C. Heat Pipes and Two-Phase Thermosiphons, Chart. Mech. Eng., vol. 22, N 3, pp. 59-63, 1975.
30. Dunn P. D., Rice G., Thring R. H. Hydraulic and Rotary Drive Stirling Engines with Fluidized Bed Combustion/Heat Pipe System, 10th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., Newark, Del., August 18-22, pp. 942-947, Institute of Electrical and Electronics Engineers, New York, 1975.
31. Elson C. R. The Heat Pipe and Its Possible Applications in the Food Industry, Scientific and Technical Surveys, N 89, The British Food Manufacturing Industries, Leatherhead, Surrey, U. K.
32. Harned J. L. Early Fuel Evaporation Using Heat Pipes, SAE Fuels and Lubricants/Powderplant Meet., Chase Park Plaza, St. Louis, Mo., June 7-10, 1976, SAE Paper 760565, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1976.
33. Harrow G. A., Mills W. D., Thomas A. e.a. The Vapour-A Practical System for Producing Homogeneous Gasoline-Air Mixtures, SAE Paper 760564, SAE Fuels and Lubricants/Powderplant Meet., Chase Park Plaza, St. Louis, Mo., June 7-10, 1976, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1976.
34. Edwards J. P. Liquid and Vapour Cooling System for Gas Turbines ARC-CP-1127, Her Majesty's Stationery Office, London, 1970.
35. Shchukin V. K., Mosin I. I., Lokai N. V. e.a. Study of a Heat Exchanger with Heat Pipes Within the System of a Small-Scale Gas-Turbine Engine, Aviatson. Tekh., vol. 21, N 3, pp. 127-132, 1978.
36. Green J. Salt Domes, Pit Craters, and Dry Steam Fields, Heat Pipe Applications, Energy Delta: Supply v. Demand; Proc. Energy Symp., San Francisco, Calif., February 25-27, 1974, pp. 455-487, American Astronautical Society, Tarzana, Calif., 1975.
37. Haye H. Control of the Temperature of Tools for Glass-Forming Machines, British Patent 1 309 911, 1973.
38. Schubert K. P. Application of Heat Pipes to the Glass Industry, CZ. Chem.-Tech., vol. 3, N 1, pp. 5-8, 1974 (in German).
39. Ptacek J. Heat Pipes and Heat Recovery Equipment, L'Installateur, vol. 41, pp. 5-8, 1976 (in French).
40. Finlay J. C., Green D. B. Heat Pipes and Their Instrument Applications, J. Phys. E. Sci. Instrum., vol. 9, pp. 1026-1035, 1976.
41. Deverall J. E., Yoro G. W. Sodium Vapour Heat Pipe Laser Cell, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-392, pp. 71-75, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978, (LA-UR-78-532, Contract W-7405-eng. 36, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, N. M., May 22, 1978).
42. Beghi C. A., Casini G. e.a. A Modular Fusion Reactor Blanket System with Heat Pipes and Helium Cooling, EURATOM/CEA 7th Symp. Fusion Technology, Grenoble, October 24-27, 1972, pp. 113-124, EURATOM Centre for Information and Documentation (EUR 4938e), Luxembourg, December 1972.
43. Duncel T. L. Emergency Heat Removal System for a Nuclear Reactor, U. S. Patent 3 935 063, 1976.
44. Hitzschke U. A Study of the Possible Application of Heat Pipes in Steam Generators of Sodium-Cooled Reactors, EURFNR-1069, KFK-1664, Nuclear Research Center, Karlsruhe, F. R. Germany, December 1972.
45. Koenig D. R., Ranken W. A. Heat Pipe Nuclear Reactors for Space Applications, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-454, pp. 391-397, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
46. Deverall J. E., Watson H. E. Temperature Control of Irradiation Experiments with Gas-Controlled Heat Pipes, Thesis, University of California, Los Alamos, N. M., 1973, Irradiat. Exp. Fast Reactor, Proc. Amer. Nucl. Soc. Top Meet., 1973, pp. 267-278, American Nuclear Society, Hinsdale, Ill., 1973.
47. Ando M. Application of Heat Pipes to Nuclear Steel Making, Nucl. Eng. Int., vol. 21, pp. 38-39, 1976.
48. Asselman G. A. A., Green D. B. Heat Pipes, Phillips Tech. Rev., vol. 33, pp. 140-148, 1973.
49. Finlay J. C., Cree D. G., Blundell D. J. Performance of a Prototype Isothermal Oven for Use with an «X»-Band Microwave Noise Standard, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper 1-13, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
50. Stadelmann M. Gas-Heated «Heat Pipes» Vacuum Furnace, Schweiz. Tech. Z., vol. 71, pp. 40-43, 1974 (in German).
51. Reid R. L., Tennant J. S., Childs K. W. The Modelling of a Thermosiphon Type Permafrost Protection Device, J. Heat Transfer, vol. 97, pp. 382-386, 1975.
52. Vasil'ev L. L., Grakovich L. P., Pyilio L. E. Application of Heat Pipes for Freezing Grounds, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-400, pp. 109-113, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
53. Waters E. D. Heat Pipes for the Trans-Alaska Pipeline, CNR Proc. 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, ESA-SP-112, vol. 2, Paper 1-19, pp. 803-814, European Space Agency, Paris, 1976.
54. Dyos T. G. Improvements in or Relating to Heat Pipes in Plasma Torches, British Patent 1 328 576, 1973.
55. Brisbane T. Are Heat Pipes Under Control? Process Eng. PE Heat Transfer Survey, pp. 70-71, 1976.
56. Q-Dot Corporation, Heat Exchange System, British Patent 1 255 114, 1971.
57. Holmgren J. S., Stephanou S. E., Ward T. E. Application of Heat Pipe Technology to Rocket Engine Cooling, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Propulsion Joint Specialist Conf., 5th U. S. Air Force Academy, Colorado Springs, Colo., June 9-13, 1969, AIAA Paper 69-582, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1969.
58. Carter R. P., Croke E. J., Norco J. E., e.a. A Heat Pipe Cooled Fast Reactor Space Power Supply, ANL-7422, Contract W-31-109-eng-38, Argonne National Laboratory, Argonne, Ill., June 1968.
59. Chato J. C., Hertig B. A. Physiological and Engineering Study of Advanced Thermoregulatory Systems for Extravehicular Space Suits, Final Report, NASA-CR-130811, ME-FR-400, Illinois University, Urbana, Ill., August 1972.
60. Katzoff S. Heat Pipes and Vapor Chambers for Thermal Control of Spacecraft, AIAA Thermophysics Specialist Conf., New Orleans, La., April 17-20, 1967, Paper 67-310, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1967.
61. Melr R. J. Prospects of the Stirling Engine for Vehicular Propulsion, Philips Tech. Rev., vol. 31, N 5/6, pp. 169-186, 1970.
62. Blenert W. B., Wolf D. A. Heat Pipes in Flat Plate Solar Collectors, ASME Paper 76-WA/SOL-12, 1976.
63. Ernst D. M., Eastman G. Y. Cost Effective Solar Collectors Using Heat Pipes, 13th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., San Diego, Calif., August 20-25, 1978, vol. 2, pp. 1050-1055, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1978.
64. Gehrke G. A. Solar House with Heat Pipe Collectors, Energiewirtschaftliche Tagesfragen, vol. 26, pp. 726-728, 1976 (in German).
65. Sweet C. J. A Universal Solar Kitchen, 7th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., San Diego, Calif., September 25-29, 1972, pp. 720-726, American Chemical Society, Washington, D. C., 1972.
66. Fisher H. N. Thermal Analysis of Some Subterranean Penetrators, J. Heat Transfer, vol. 98, pp. 485-490, 1976.
67. Ernst D. M., Shefslek P. K. Heat Pipe Development for Thermionic Applications, 4th Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf., Washington, D. C., September 22-26, 1969, pp. 879-887, American Institute of Chemical Engineers, New York, 1969.
68. Brossard L. F. Use of Heat Pipes Under Tropical Climate Conditions, Cadena Frig. Cubano, vol. 1, pp. 29-38, 1975 (in Spanish).
69. Richter W. Using the Heat Pipe in Verification and Air Conditioning, Luft. Kaltetechn., vol. 13, pp. 197-203, 1977 (in German).
70. Basilius A., Plost M. Waste Heat Utilization Through the Use of Heat Pipes, ASME Paper 75-WA/HT-48, 1975.
71. Bassani C., Loens J. Precision Temperature Control with Gas Buffered Water Heat Pipes, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-4-14, pp. 162-166, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
72. Bernier J. Optimization of Heat Recovery from Exhaust Air by a Multi-stage Heat Pump Combined with a Heat Pipe, Rev. Prat. Froid Condit. Air, vol. 29, pp. 43-47, 1976 (in French).
73. Bohdanský J., Strub H., Van Andel E. Heat Transfer Measurements Using a Sodium Heat Pipe Working at Low Vapour Pressure, IEE-Thermionic Conversion Specialist Conf., Houston, Tex., November 3-4, 1966, pp. 144-188.
74. Dumitru M. Heat Pipes, Rev. Froid, vol. 68, pp. 119-133, 1977 (in French).
75. National Engineering Laboratory, Fluids Group, Applied Heat Transfer Division, The Heat Pipe Forum, Papers Presented at

a Meeting at NEL, March 18, 1975, NEL Rept. 607, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1976.

76. Tien C. L., Chung K. S. Entrainment Limits in Heat Pipes, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-382, pp. 36-40, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
77. Ewald R., Perroud P. The Flooding Phenomenon in a Cryogenic Heat Pipe with Vertical Countercurrent Two-Phase Flow, Proc. 3d Int. Cryo. Eng. Conf., 1970, pp. 136-138.
78. Sakhuja R. K. Flooding Constraint in Wickless Heat Pipes—Axial Heat Flux Limitations, ASME Paper 73-WA/HT-7, 1973.
79. Feldman K. T. Jr., Thupwongsa C. Investigation of Counterflow Shear Effects in Heat Pipes, AIAA Paper 77-749, 12th Thermophysics Conf., Albuquerque, N. M., June 27-28, AIAA Paper 77-749, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1977.
80. Hufschmidt W., Burck E., DiCola G. e.a. The Shearing Effect of Vapour Flow on Laminar Liquid Flow in Capillaries of Heat Pipes, *Warme Stoffubertrag*, vol. 2, pp. 222-229, 1969 (in German).
81. Eninger J. E., Marcus B. D. Capillary Flow Through Partially Saturated Fibrous Wicks. Final report, TRW-21160-6005-RU-00, Contract N00019072-C-0340, TRW Systems Group, Redondo Beach, Calif., June 15, 1973 (AD 763 427).
82. Bystrov P. I., Popov A. N. The Supersonic Flow of Vapour in the Condensation Zone of High Temperature Heat Pipes, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-379, pp. 21-26, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
83. Bursik J. W. Two-Phase Mach Numbers in Heat Pipe Analysis, AIAA J., vol. 11, p. 781, 1973.
84. Ivanovsky M. N., Prosvetov V. V., Sorokin V. P. e.a. Evaporation and Sonic Limits in Sodium Heat Pipes, *Inzh.—Fiz. Zh.*, vol. 33, pp. 832-837, 1977.
85. Bankston C. A., Smith H. J. Vapour Flow in Cylindrical Heat Pipes, *J. Heat Transfer*, vol. 95, pp. 371-376, 1973.
86. Kemme J. E. Vapor Flow Considerations in Conventional and Gravity-Assist Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper A-2, Instituto de Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
87. Shevchuk E. N., Chistophanova N. V. Investigation of the Flow and the Temperature Distribution in the Vapour Duct of a High-Temperature Heat Pipe, *Teplotiz. i. Teploekhn.*, N 32, pp. 75-81, 1977 (in Russian).
88. Tien C. L., Rohani A. R. Analysis of the Effects of Vapour Pressure Drop on Heat Pipe Performance, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 17, pp. 61-67, 1974.
89. Annand D. K., Dybbas A. Z., Jenkins R. E. Effects of Condenser Parameters on Heat Pipe Performance, *J. Spacecraft Rockets*, vol. 4, pp. 695-696, 1976.
90. Kamotani Y. Analysis of Axially Grooved Heat-Pipe Condensers, *Prog. Astronaut. Aeronaut.*, vol. 56, pp. 37-55, 1977.
91. Busse C. A., Kemme J. E. The Dry-out Limits of Gravity-Assist Heat Pipes with Capillary Flow, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-383, pp. 41-48, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
92. Chun K. R. Some Experiments on Screen Wick Dry-out Limits, *J. Heat Transfer*, vol. 94 (C), pp. 46-51, 1972.
93. Semena M. G., Zariyov V. K. Influence of the Diameter and Length of Fibres on Material Heat Transfer of Metal-Fibre Wicks of Heat Pipes, *Thermal Eng.*, vol. 24, N 4, pp. 69-72, 1977.
94. Singh B. S., Dybbas A., Lyman F. A. Experimental Study of the Effective Thermal Conductivity of Liquid Saturated Sintered Fibre Metal Wicks, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 16, pp. 145-155, 1973.
95. Van Sant J. H., Malet J. R. Thermal Conductivity of Some Heat Pipe Wicks, *Lett. Heat Mass Transfer*, vol. 2, pp. 199-206, 1975.
96. Abhat A., Seban R. A. Boiling and Evaporation from Heat Pipe Wicks with Water and Acetone, *J. Heat Transfer*, vol. 96, pp. 331-337, 1974.
97. Aleavitch J., Ferrell J. K. Vaporization Heat Transfer in Capillary Wick Structures, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, N 102, pp. 82-91, 1970.
98. Bezrodnyi M. K., Alekseenko D. V. Intensity of Heat Transfer in the Boiling Section of Evaporative Thermosiphons, *Teploenergetika*, J. pp. 83-85, 1977 (in Russian).
99. Gorman J. C., Walmet G. E. Vaporization from Capillary Wick Structures, ASME Preprint 82-HT-35, 1972.
100. Cornwell K., Nair B. G., Patten T. D. Observation of Boiling in Porous Media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 19, pp. 236-238, 1976.
101. Davis W. R., Ferrell J. K. Evaporative Heat Transfer of Liquid Potassium in Porous Media, *Prog. Astronaut. Aeronaut.*, vol. 39, pp. 187-199, 1975.
102. Ferrell J. R., Davis R., Winston H. Vaporization Heat Transfer in Heat Pipe Wick Materials, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 6-4.
103. Kamenetskii B. Ia. Heat-Transfer Characteristics of a Nonuniformly Circumferentially Heated Pipe, *High Temp.*, vol. 13, pp. 613-616, 1975.
104. Kamotani Y. Effects of One-Sided Heat Input and Removal on Axially Grooved Heat Pipe Performance, 15th Aerospace Sciences Meet., 15th., Los Angeles, Calif., January 24-26, 1977.

AIAA Paper 77-191, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1977.

105. Fox R. D., Carothers K. G., Thomson W. J. Internal Temperature Distributions in an Operational Heat Pipe, vol. 10, pp. 859-860, 1972.
106. Kimura H., Kuriyama Y. Theoretical Study of Heat Pipe—Temperature Distribution Prediction by Finite Element Method, 10th Int. Symp. on Space Technology and Science, Tokyo, September 3-8, pp. 587-593, AGNE, Tokyo, 1973.
107. Feldman K. T. Scott Heat Pipe Analysis, Design and Experiments, Publication 9 068 Scott Engineering Sciences, Pompano Beach, Fla., 1968.
108. Kemme J. E. Heat Pipe Design Considerations, USAEC Rept. LA-4221, Contract W-7405-eng 36, Los Alamos Scientific Laboratory University of California, Los Alamos, N.M., August 1, 1969.
109. Shimoji S., Kimura H., Matsushita T. Prediction of Evaporator Temperature of a Gas Loaded Heat Pipe by the Diffuse Front Model, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif. May 22-24, 1978, CP784, Pp. 155-161, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
110. Vasiliev L. L., Kiselyov V. G. Simplified Analytical Model of Vertical Arterial Heat Pipes, *Heat Transfer*, 1974, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Keidanrenkaikan Building, Tokyo, September 3-7, 1974, vol. 5, Paper He2.3, pp. 209-213, Japan Society of Mechanical Engineers and Society of Chemical Engineers, Tokyo, 1974.
111. Chi H. N., Abhat A. Performance Evaluation of Gravity-Assisted Copper-Water Heat Pipes with Liquid Overfill, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-385, pp. 49-58, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
112. Eninger J. E., Edwards D. K. Excess Liquid in Heat Pipe Vapor Spaces, 12th Thermophysics Conf. Albuquerque, N. M., June 27-29, 1977, AIAA, Paper 77-748, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1977.
113. Ivanovsky M. N., Sorokin V. P., Prlyventsev V. V. Effect of Quantity of Heat Carrier on the Operation of Heat Pipes with Inhomogeneous Capillary Structure in the Absence of Mass Forces, *Teplofiz. Vys. Temp.*, vol. 15, pp. 873-878, 1977 (in Russian). (English tr.: *High Temp.*, vol. 15, pp. 736-741, 1978).
114. Kononov A. S. Experimental Study of a Co-Axial Heat Pipe with Excess Liquid, in *Intensif. Protessov Perenosa Energ. Veshchestva Poristyykh Sredakh Nizk. Temp.*, 1975, ed. G. I. Bobrova, S. A. Tanaeva, and V. A. Krivonos, pp. 51-55, USSR: Akad. Nauk B. SSR, Inst. Templo-Massobmena, Minsk, 1975 (in Russian).
115. Rice G., Jennings J. D. Heat Pipe Filling, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 3-3.
116. Srivastava R. M., Varma H. K., Sharma R. C. Deterioration in Heat Pipe Performance with Excess Wetting Fluid, *Lett. Heat Mass Transfer*, vol. 4, pp. 387-402, 1976.
117. Strel'tsov A. I. Theoretical and Experimental Investigation of Optimum Filling for Heat Pipes, *Heat Transfer—Sov. Res.*, vol. 7, pp. 23-27, 1975.
118. Hage M. Ikepipe—A Programme for the Calculation of Heat Pipes, IKE-5-201, Stuttgart University, Inst. fur Kernenergetik, Stuttgart, July 1976 (in German).
119. Prager R. C., Sun T. H. The Analysis of Heat Transfer with and without Condensation in a Heat Pipe Exchanger, ASME Paper 78-WA/HT-59, 1978.
120. Sun K. H., Tien C. L. Thermal Performance Characteristics of Heat Pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 18, pp. 363-380, 1975.
121. Rohani A. R., Tien C. L. Minimum Heat-Flux Limit in Simple and Gas-Loaded Optimal Heat Pipes, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 1-3.
122. Ivanovsky M. N., Ilyin Yu. A., Korneev V. I., e.a. Investigations of Non-steady State Processes at Cryogenic Heat Pipe Operation, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper D-1, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
123. Nestler J., Trivelekas J. Stationary and Dynamic Behaviour of Heat Pipes, *Wissenschaft. Ber. AEG—Telefunken*, vol. 51, pp. 25-29, 1978 (in German).
124. Oshima K. Transient Flow Phenomena Observed in Heat Pipes, 14th Congr. Int. Union Theor. Appl. Mech., Delft, August 30-September 4, 1976.
125. Rikumar A., Krishnaswamy P. R. Experimental Frequency Domain Dynamics of Heat Pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 21, pp. 1333-1340, 1978.
126. Rice G., Azad E. Dynamic Characteristics of Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf. Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper D-4, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
127. Busse C. A. Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 16, pp. 169-186, 1974.
128. Feldman K. T. Investigation of Performance Limits in Axial Groove Heat Pipes, NASA-CR-137912; UNM-TR-ME-70 (76)NASA-365-1 July 1976, N77-13340.
129. Mojtabi A. Limiting Axial Power of Vertical Gravity-Assisted Water-Filled Heat Pipes, *Lett. Heat Mass Transfer*, vol. 5, pp. 141-148, 1978 (in French, English abstract).
130. Cotter T. P., Frank T. G. Optimal Heat Pipes, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 1-1.
131. Daniels T. C., Al-Baharnah N. S. Temperature and

- Heat Load Distribution in Rotating Heat Pipes, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-416, pp. 170-176, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
132. Hwangho H., Eby R. J., Rovinski R. S. Performance of Heat Pipe Rotating About the Vertical Axis and Its Application to a Spinning Spacecraft, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper F-4, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
133. Semena M. G., Kostornov A. G., Gershuni A. N., e.a. Investigation of the Angles of Contact of Wicks in Low-Temperature Heat Pipes, *Inzh.-Fiz. Zh.*, vol. 28, pp. 217-222, 1975 (in Russian).
134. Reale F. Wetting and Surface Properties of Refrigerants to Be Used in Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper G-2, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
135. Saaski E. W., Tower L. Two-phase Working Fluids for the Temperature Range 100-350°C, 12th Thermophysics Conf., Albuquerque, N. M., June 27-29, 1977, AIAA, Paper 77-753, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1977.
136. Busse C. A., Geiger F., Strub H., e.a. High Temperature Lithium Heat Pipes, Proc. 2d Int. Conf. on Thermionic Electrical Power Generation, Stresa, Italy, May 1968, pp. 495-506, EURATOM Centre for Information and Documentation (EUR No. 4210 f, e), Luxembourg, 1969.
137. Deverall J. E. Mercury as a Heat Pipe Fluid, Systems and Thermal Technology for the 70s, *Trans. ASME Space Technology and Heat Transfer Conf.*, Los Angeles, June 21-24, 1970, pt. 2, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1970.
138. Brown, Boveri and Aktiengesellschaft, Heat Pipe (Wetting Agent), British Patent 1 282 272, 1972.
139. Abhat A., Groll M., Hage M. Bubble Formation in Arteries of Gas-Controlled Heat Pipes, *Prog. Astronaut. Aeronaut.*, vol. 49, pp. 461-483, 1976.
140. Saaski E. W. Arterial Gas Occlusions in Operating Heat Pipes, 10th Thermophysics Conf., Denver, Colo., May 27-29, 1975, AIAA Paper 75-657, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1975.
141. Chaikovskiy V., Smirnov G., Burdo O., e.a. Complex Investigation of Characteristics and Processes in Artery-Grooved Heat Pipes, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-460, pp. 426-433, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
142. Chisholm D. Heat Pipes with Header and Artery Systems, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 21, pp. 1207-1212, 1978.
143. Doigirev Yu. E., Gerasimov Yu. F., Maldanik Yu. F. e.a. Design Calculation of a Heat Pipe with Separate Channels for Steam and Liquid, *Inzh.-Fiz. Zh.*, vol. 34, pp. 988-993 (in Russian), (English tr., *J. Eng. Phys.*, vol. 34, pp. 661-665, 1978).
144. Junkers-Flugzeug-und Motorenwerke GmbH, Apparatus for the Conduction or Exchange of Heat, British Patent 1 275 946, 1972.
145. National Engineering Laboratory, Fluids-Group, Applied Heat Transfer Division, The Heat Pipe, Papers presented at a meeting NEL, November 25, 1970, NEL Rept. N 491, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1971.
146. Savage C. J. Development of Artery Heat Pipes in Europe Under ESA Sponsorship, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper G-6, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
147. Eninger J. E. Priming Foils for Venting Non-condensable Gas from Heat-Pipe Arteries, *Prog. Astronaut. Aeronaut.*, vol. 39, pp. 235-243, 1975.
148. Uhlemann H., Marks C. J. A., Spigt C. L. Capillary Pressure in Screen Wick Structures, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 642.
149. Wayner P. C. Jr. Effect of Interline Heat Transfer on Meniscus Profile and Capillary Pressure, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-403, pp. 123-127, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
150. Birnbrauer H., Gammel G. Measurement of the Effective Capillary Radius and the Permeability of Different Capillary Structures, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 5-4.
151. Hinderman J. D., Phillips E. C. Determination of Properties of Saturated Sintered Wicks, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 6-1.
152. Matveev V. M., Filippov Yu. N., Silaev A. F. e.a. Study of Heat Pipe with Capillary Structure Made from Powered Material, *Teplotfiz. Vys. Temp.*, vol. 16, pp. 1054-1059 (in Russian).
153. Матвеев В. М., Филиппов Ю. Н., Силаев А. Ф. и др. Исследование тепловых труб с капиллярной структурой изготовленной из пористого материала // Теплофизика высоких температур. 1964. Т. 16. С. 1054-1059.
154. Radio Corporation of America, Flexible Heat Pipe, British Patent 1 322 276, 1973.
155. Saaski F. W. Investigation of an Inverted Meniscus Heat Pipe Wick Concept, NASA CR-137 724, Army Research Centre, Moffett Field, Calif., August 1975.
156. Eninger J. E. Graded-Porosity Heat Pipe Wicks, AIAA Paper 76-480, 11th Thermophysics Conf., San Diego, Calif., July 14-16, 1976, AIAA Paper 76-480, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1976.
157. Hermann E., Koch H., Kreeb H. e.a. Handbook of Grooved Heat Pipes, BMFT-FB-W-76-17, Dornier-System, Friedrichshafen, F. R., December 1976 (in German, English summary).
158. Hoogendoorn C. J., Nio S. G., Hardy H. J. J. Permeability Studies on Wire Screens and Grooves, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 5-3.
159. Katzoff S. A Siphon Method of Determining Resistivities of Thin Heat Pipe Wicks, NASA-TP-1304, October 1978.
160. Uhlemann H., Marks C. J. A. Th., Spigt C. L. Flow Resistance in Screen Wick Structures, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 6-3.
161. Chisholm D. Heat Pipes with Headers and Single and Two-phase Artery Systems, NEL Rept. 656, National Engineering Laboratory East Kilbride, Glasgow, 1978.
162. Roberts C. C., Jr. A Zero g Variable Conductance Heat Pipe Using Bubble Pump Injection, 2th Thermophysics Conf., Albuquerque, N. M., June 27-29, 1977, AIAA Paper 77-752, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1977.
163. Vasil'ev L. L. Heat Pipes and Their Use in Technology, *Inzh.-Fiz. Zh.*, vol. 31, pp. 905-930, 1976 (in Russian), (English tr., *J. Eng. Phys.*, vol. 31, pp. 1356-1375, 1976).
164. Brost O., Krahling H., Maier R. Theoretical and Experimental Investigation of the Start-up Behaviour of Alkali-Metal Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, abstract only, pp. 54-55, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
165. Cotter T. P. Heat Pipe Start-up Dynamics, USAEC Ref. LA-DC-9026 Conf.-671045-2, Los Alamos Scientific Laboratories, Univ. of Calif., Los Alamos, N. M., 1967.
166. Ivanovsky M. N., Sorokin V. P., Subbotin V. I. e.a. Some Features of Start-up of Alkali Metal Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper G-7, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
167. Mironenko Y. P., Smirnov G. S., Gnlichenko V. I. Experimental and Theoretical Analysis of Water Heat Pipes, Start-up from the Frozen State, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper D-2, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
168. Semena M. G., Baturkin V. M., Rassamakin B. M. Steady and Start-up Characteristics of a Heat Pipe with Wickless Tank, *Inzh.-Fiz. Zh.*, vol. 33, pp. 381-387, 1977 (in Russian), (English tr., *J. Eng. Phys.*, vol. 33, pp. 999-1003, 1978).
169. Sockol P. M., Forman R. Re-examination of Heat Pipe Start-up, IEEE-1970 Thermionic Conversion Specialist Conference, Miami Beach, Fla., October 26-29, 1970, pp. 571-573, American Institute of Electrical and Electronic Engineers, New York, 1970.
170. Tolubinsky V. I., Shevchuk E. N., Stambrovsky V. D. Study of Liquid-Metal Heat Pipe Characteristics at Start-up and Operation Under Gravitation, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-434, pp. 274-282, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
171. Shiosinger A. P. Multi-chamber Controllable Heat Pipe, U.S. Patent 3 543 839, NASA-Case-ARC-10199, 1970.
172. Steele W. H., McKee H. B. A Precise Satellite Thermal Control System Using Cascade Heat Pipes, 12th Thermophysics Conf., Albuquerque, N. M., June 27-29, 1977, AIAA Paper 77-777, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1977.
173. Basiulis A., Filler M. Characteristics of Six Novel Heat Pipes for Thermal Control Applications, ASME Paper 71-AV-29, 1971.
174. Kosson R. L., Quadrin J. A., Kirkpatrick J. Development of a Blocking Offset Thermal Diode Heat Pipe, *Prog. Astronaut. Aeronaut.*, vol. 39, pp. 245-258, 1975.
175. Williams R. J. Investigation of a Cryogenic Thermal Diode, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-417, pp. 177-183, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
176. Bienert W. B. Development of Electrical Feedback Controlled Heat Pipes and the Advanced Thermal Control Flight Experiment, NASA-CR-114751, DTM-74-2, Contract NASA-6227, Dynatherm Corp., Cockeysville, Md., May 1974.
177. Groll M., Hage M., Munzel W. D., e.a. An Electrical Feedback Controlled High Capability Variable Conductance Heat Pipe for Satellite Application, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 8-1.
178. Barsukov V. V. Study of Gas-Controlled Heat Pipes with Constant and Variable Volume Containers, *Inzh.-Fiz. Zh.*, vol. 31, pp. 587-593, 1976 (in Russian).
179. Busse C. A., Labrande J. P., Bassani C. Gas-Controlled Heat Pipe. Temperature-Pressure Transducer, *Inst. Phys. Conf. Ser.*, vol. 26, pp. 428-438, 1975.
180. Casarosa C., Latrofa E. Heat Pipes at the Range of Moderate Temperatures with Gas Presence, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper E-3, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
181. Deverall J. E. Gas Interface Studies in Large Horizontal Heat Pipes, USAEC Rept. LA-6646-MS, Contract W-7405-eng-36, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, N. M., 1977.
182. Galaktionov V. V., Shalla O. M. Heat and Mass Transfer at the Region of the Vapor-Gas Front in Gas-Controlled Heat Pipes, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper E-6, Instituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.

183. Marcus D. B., Fleischman G. L. Steady-State and Transient Performance of Hot Reservoir Gas-Controlled Heat Pipes, ASME Paper 70-HT/SpT-11, 1970.
184. Vasil'ev L. L., Makarov V. I., Kononov A. S. A Gas Controlled Thermostat, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-415, pp. 167-169, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
185. Chisholm D. Control of Heat Pipes and Thermosiphons, Heat Pipe Forum, pp. 30-37, NEL Rept. 607, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1976.
186. Westinghouse Electric Corporation, Heat Pipe Amplifier Apparatus (Comprises Two Heat Pipes Employing Working Fluids of Different Vapour Pressures), German Patent 2 832 669, 1979 (in German). (English tr., British Patent 2 001 427).
187. Altov F. E., Porter R. F. Thermal Switch, U.S. Patent 3 957 107, 1976.
188. Baum Ya. M., Sorokin V. P., Yurov S. S. Experimental Study of Specific Features of Heat and Mass Transfer in the Two-Component Low-Temperature Heat Pipe, *Inzh. Zh.*, vol. 35, pp. 1034-1043, 1978 (in Russian).
189. Brommer H. J. Theoretical and Experimental Investigation of Two-Component Heat Pipes, AIAA and ASME Thermophysics and Heat Transfer Conf., Boston, July 15-17, 1974, AIAA Paper 74-720, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1974.
190. Basilius A., Prager R. C., Lamp T. R. Life Tests and Compatibility of Heat Pipe Materials, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper G5, Istituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
191. Eninger J. E., Fleischman G. L., Luedke E. E. Heat Pipe Materials Compatibility, NASA-CR-135069: TRW-26148-6004-RU-00, Contract NAS3-19128, TRW Systems Group, Redondo Beach, Calif., January 1976.
192. King P. P., Waters E. D. Compatibility Evaluation of an Ammonia-Aluminium-Stainless Steel Heat Pipe, ASME Paper 70-HT/SpT-15, 1970.
193. Munzel W. D. Compatibility Tests of Various Heat Pipe Working Fluids and Structural Materials at Different Temperatures, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-398, pp. 96-101, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
194. Ranken W. A. Ceramic Heat Pipe Heat Exchangers, LA-6514-MS, Contract W-7405-eng-36, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, N. M., September 1976.
195. Rosenbau H. M., Goodacre J. B. Improvements in or Relating to Heat Pipes, British Patent 1 327 794, 1973.
196. Kemme J. E. Heat Pipe Capability Experiment, USAEC Ref. LA-3585-MS, Contract W-7405-eng-36, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, N. M., 1966.
197. Moorhouse W. E. Investigation into the Reasons Causing Explosion in Steam Tubes of Bakers' Ovens, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 174, pp. 561-574, 1960.
198. Anderson W. T. Hydrogen Evolution in Nickel-Water Heat Pipes, 8th Thermophysics Conf., Palm Springs, Calif., July 16-18, 1973, AIAA Paper 73-726, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1973.
199. Kreeb H., Groll M., Zimmermann P. Life Test Investigations with Low Temperature Heat Pipes, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 4-1.
200. Munzel W. D., Savage C. J. Life Tests of Artery Heat Pipes for Low Temperature Range, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper G-7, Istituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
201. Arceila F. G., Phillips E. C., Spreckel R. P. Method of Forming a Wick for a Heat Pipe, NASA-Case-NPO-13391-1, U.S. Patent Appl. SN-446567, 1974.
202. Kirchner G., Cuppelletti G. A Method for Securing a Metal Grid on a Surface of a Metal Plate, British Patent 228 103, 1971.
203. Piffi L., Scheidegger R. Method for the Production of Bodies with Capillaries, Swiss Patent 531 050, 1973 (in German).
204. Uhlemann H., Marks C. J. A. Th., Spigt C. L. Design and Construction of Wick Structures, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, October 15-17, 1973, Preprint 5-5.
205. Busse C. A. Material Problems for High Temperature Heat Pipes, *Forsch. Ingenieurw.*, vol. 37, N 2, pp. 38-43, 1971 (in German).
206. Pinatino G. F. Elimination or Control of Material Problems in Water Heat Pipes, Final Report, January 1, 1974-March 31, 1978.
207. Feldman K. T. Jr. Simplified Design of Heat Pipe Heat Exchangers, 2d Int. Heat Pipe Conf., Bologna, March 31-April 2, 1976, Paper I-2, Istituto di Fisica Tecnica, Bologna, Italy, 1976.
208. Lee Y., Bedrossian A. The Characteristics of Heat Exchangers Using Heat Pipes or Thermosiphons, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 21, pp. 221-229, 1978.
209. Wakiyama Y., Harada K., Inoue S. e.a. Heat Transfer Characteristics of a Gas-to-Gas Heat Exchanger Using Heat Pipes, *Heat Transfer Jpn. Res.*, vol. 7, pp. 23-29, 1978.
210. Chisholm D., Grant I. D. R., Duncan P. J. Condenser Operated Inverse Thermosiphons, 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, August 7-11 1978, vol. 3, Paper M-11, pp. 117-122, Hemisphere, Washington, D. C., 1978.
211. Grant I. D. R. Inverse Thermosiphons, Heat Pipe Forum, NEL Rept. 607, pp. 38-42, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1976.
212. Blenert W. B., Ducao A. S., Trimmer D. S. Jet Pump Assisted Arterial Heat Pipe, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-443, pp. 335-345, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
213. Madejski J., Mikielewicz J. Liquid Film-A New Device for Heat Transfer Equipment, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 14, pp. 357-363, 1971.
214. Doshi M. R. and Eastman G. Y. Osmotic Heat Pipe-Problems and Promises, *Lett. Heat Mass Transfer*, vol. 4, pp. 429-436, 1977.
215. Minning C. P., Fleischman G. L., Glants T. W. Development of an Osmotic Heat Pipe, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-442, pp. 327-334, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
216. Carlsson B., Wettermark G. The Photochemical Heat Pipe, *Sol. Energy*, vol. 21, N 2, pp. 87-92, 1978.
217. Marto P. J., Wagensell L. L. Augmenting the Condenser Heat Transfer Performance of Rotating Heat Pipes, 3d Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, CP784, Paper 78-409, pp. 147-154, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1978.
218. Gelperin N. I., Solopenkov K. H., Llanin V. V. Calculation Velocity of Fluids in Vertical Thermosiphons, CHISA'75, 5th Int. Cong. of Chem. Eng. Chem. Equipment Design and Automation, Prague, August 25-29, 1975, Paper E5.8.
219. Japikse D. Advances in Thermosiphon Technology, *Adv. Heat Transfers*, vol. 9, pp. 1-111, 1973.

РАЗДЕЛ 3.11

K §§ 3.11.1-3.11.5

1. Berman H. L. Fired Heaters-I. Finding the Basic Design for Your Application, *Chem. Eng.*, vol. 85, pp. 99-104, 1978.
2. Evans F. L. Equipment Design Handbook for Refineries and Chemical Plants, vol. 2, chap. 1 (Fired Heaters and Boilers), Gulf Publishing Company, Houston, 1974.
3. Shields C. D. Boilers-Types, Characteristics and Functions, McGraw-Hill, New York, 1961.
4. Rose J. W., Cooper J. R. Technical Data on Fuel, chap. 5, British National Committee, World Energy Conference, London, 1977.
5. Bell P. C. Industrial Fuels, Macmillan, Basingstoke, Hampshire, 1971.
6. Hadvig S. Gas Emissivity and Absorptivity: A Thermodynamic Study, *J. Inst. Fuel*, vol. 43, pp. 129-135, 1970.
7. Hottel H. C., Sarofim A. F. Radiative Transfer, McGraw-Hill, New York, 1967.
8. Sarofim A. F., Hottel H. C. Radiative Transfer in Combustion Chambers: Influence of Alternative Fuels, *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*, Toronto, August 7-11, 1978, vol. 6, pp. 199-217, 1978.
9. Hottel H. C. First Estimates of Industrial Furnace Performance-The One-Gas-Zone Model Reexamined, in *Heat Transfer in Flames*, eds. N. H. Afgan and J. M. Beer, chap. 1, pp. 5-28, Wiley, New York, 1974.
10. Hottel H. C. Heat Transmission by Radiation in Chemical Engineers Handbook, ed. R. H. Perry and C. H. Chilton, chap. 10, pp. 48-64, McGraw-Hill, New York, 1973.
11. Wimpess N. Generalized Method Predicts Fired-Heater Performance, *Chem. Eng.*, vol. 85, pp. 95-102, 1978.
12. Thring M. W., Newby M. P. Combustion of Enclosed Turbulent Jet Flames, *Proc. 4th Symp. (Int.) Combustion*, Baltimore, pp. 789-796, 1953.
13. Barchillon M., Curter R. Some Details of the Structure of an Axisymmetric Confined Jet with Backflow, *J. Basic Eng.*, vol. 86D, pp. 777-787, 1964.
14. Johnson T. R., Beer J. M. The Zone Method Analysis of Radiant Heat Transfer: A Model for Luminous Radiation, *J. Inst. Fuel*, vol. 46, pp. 301-309, 1973.
15. Johnson T. R., Lowes T. M., Beer J. M. Comparison of Calculated Temperatures and Heat Flux Distributions with Measurements in the Ijmuiden Furnace, *J. Inst. Fuel*, vol. 47, pp. 39-51, 1974.

РАЗДЕЛ 3.12

K §§ 3.12.1-3.12.5

1. Spalding D. B. Connective Heat and Mass Transfer, Arnold, London, 1963.
2. British Standard 4485, Specification for Water Cooling Towers, Part 1, Glossary of Terms, 1969; Part 2, Methods of Test and Acceptance Testing, 1969; Part 3, Thermal and Functional Design of Cooling Towers, 1977; Part 4, Structural Design of Cooling Towers, 1975; British Standards Institution, London.
3. Lowe H. J., Christie D. G. Heat Transfer and Pressure Drop Data on Cooling Tower Packings and Model Studies of the Resistance of Natural-Draught Towers to Airflow, *Proc. 1961 Int. Heat Transfer Conf.*, Colorado, Part V, pp. 933-950, 1961.
4. Jones W. G. Cooling Water for Power Stations, *Proc. Inst. Civ. Eng.*, London, vol. 62, pp. 373-398, 1977.
5. Lieberam A. Heat Transfer in Corrugated Passages, Ph. D. thesis, Imperial College, University of London, 1967.

6. Tezuka S. Performance of Aqueous—Film—Type Packing of Cooling Tower, *Heat Transfer, Jpn. Res.*, vol. 2, N 3, pp. 40—52, 1973.
7. Hayashi Y., Hirai E., Okubo M. Volumetric Film Coefficients in Cross—Flow Cooling Towers, *Heat Transfer, Jpn. Res.*, vol. 2, N 2, pp. 1—6, 1973.
8. Rish R. F. The Design of a Natural Draught Cooling Tower, *Proc. 1961 Int. Heat Transfer Conf.*, Colorado, Part V, pp. 951—958, 1961.
9. Singham J. R. The Thermal Performance of Natural—Draught Cooling Towers, *MED Rept. ED/R/C/1*, Imperial College, London 1967.
10. Zlivi S. M., Brand B. B. An Analysis of the Cross—Flow Cooling Tower, *Refrigerating Eng.*, vol. 64, pp. 31—34, 90—92, 1956.
11. Baker D. R., Shryock H. A. A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, *J. Heat Transfer*, vol. 83, pp. 339—349, 1961.
12. Chilton H. Performance of Natural—Draught Water—Cooling Towers, *Proc. Inst. Elec. Eng. London*, vol. 99, pp. 440—452, 1952.
13. Singham J. R., Spalding D. B. The Performance of Natural—Draught Cooling Towers: Comparison of Theory with Experiment, II Int. Congr. Chem. Eng. Chem. Equipment and Automation, Marienbad, Czechoslovakia, 1965. (Reprinted by Department of Mechanical Engineering, Imperial College, London, 1965, German translation published in *Chemische Technik*, July 1966).
14. Ioannides J. P. Resistance to Air Flow through Natural—Draught Cooling Towers, Ph. D. thesis, Imperial College, University of London, 1965.
15. Gurfinkel G., Wolser A. Analysis and Design of Hyperbolic—Cooling Towers, *Trans. Am. Soc. Civil Eng.*, J. Power Div., vol. 98, pp. 133—152, 1972.
16. Diver M., Paterson A. C. Large Cooling Towers—the Present Trend, *Proc. Inst. Struct. Eng. London*, *Structural Eng.*, vol. 55, pp. 431—445, 1977.
17. Zerna W., Mangan I. Construction and Design of Large Cooling Towers, *Trans. Am. Soc. Civil Eng.*, J. Struct. Div., vol. 106, pp. 531—544, 1980.
18. Marriot K. E. Noise in Mechanical Draught Cooling Towers, Heating and Air Conditioning, *J. London*, vol. 48, pp. 12—18, 38—45, 1978.
19. National Free Protection Association, Pamphlet 214, *Water Cooling Towers*, 1977, Boston, 1977.
20. Kunesch A. Mechanical and Environmental Considerations of Cooling Tower Selection, *Process Eng.*, Sept., pp. 164—167, Nov., pp. 86—91, 1978.
21. Christopher P. J., Forster V. T. Rugeley Dry Cooling Tower System, *Proc. Inst. Mech. Eng. London*, vol. 184, pp. 197—211, 1969—1970.
22. Van der Walt N. T., West L. A., Sheer T. J., Kuball D. The Design and Operation of a Dry Cooling System for a 200MW Turbo—Generator at Grootvlei Power Station, South Africa, *S. Afr. Mech. Eng.*, vol. 26, pp. 498—507, 1976.
23. Russell C. M. B., McChesney H. R., Holder D. W., Werlinden M. Cross Wind and Internal Flow Characteristics of Dry Cooling Towers, *Combustion*, vol. 49, N 11, pp. 20—24, 1978.
24. Croley T. E., Patel V. C. and Cheng M.—S. Economics of Dry—Wet Colling Towers, *Trans. Am. Soc. Civil Eng. J. Power Div.*, vol. 102, pp. 147—163, 1976.
25. Larinoff M. W., Forster L. L. Dry and Wet—Peaking Tower Cooling Systems for Power Plant Application, *J. Eng. Power (Trans. ASME)*, vol. 98, pp. 335—348, 1976.
26. Bentley J. M., Snyder T. K., Glicksman L. R., Rohsenow W. M. An Experimental and Analytical Study of a Unique Wet/Dry Surface for Cooling Towers, *J. Heat Transfer*, vol. 100, pp. 520—526, 1978.
27. Gardner B. R. The Development of the Assisted—Draught Cooling Tower, *Combustion*, vol. 48, pp. 15—22, 1976.
28. Finlay I. C., Grant W. D. Thermal Design of Evaporative Coolers, part of NEL Rept. 534, National Engineering Laboratory, Glasgow, 1972.
29. Parker R. O., Treybal R. E. The Heat, Mass Transfer Characteristics of Evaporative Coolers, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 57, pp. 138—149, 1961.
6. Zabeshek G. Experimentelle Beschreibung und analytische Beschreibung der Trocknungsgeschwindigkeit rieselfähiger, kapillarporöser Güter in der Wirbelschicht, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1977.
7. Hartling M. Messung und Analyse von Trocknungsverläufen als Grundlage zur Vorausberechnung von Trocknungsprozessen, Dissertation, Universität Karlsruhe, (TH), 1978.
8. Hartling M. Prediction of Drying Rates, in *Drying* 80, vol. 1 ed. A. S. Munjumdar, pp. 88—98, Washington, D. C., 1980.

РАЗДЕЛ 3.14

К §§ 3.14.1—3.14.3

РАЗДЕЛ 3.13

К §§ 3.13.1—3.13.7

1. Krlischer O., Kast W. Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, Berlin, Heidelberg, New York, 1978.
2. Schlunder E. U. Hochschulkurs Trocknungstechnik, 1975, Institut für Thermische Verfahrenstechnik, Universität Karlsruhe.
3. Gummel P. Experimentelle Bestimmung und Analyse der Trocknungstechnik, 1975, Institut für Thermische Verfahrenstechnik, Universität Karlsruhe.
4. Gummel P., Schlunder E. U. Through Air Drying of Textiles and Paper, in *Drying* 80, vol. 1, ed. A. S. Mujumdar, Developments in Drying, pp. 357—366, Hemisphere, Washington, D. C., 1980.
5. Gummel P., Schlunder E. U. Durchstromungstrocknung von Textilien und Papieren, Teil 1, «vt» verfahrenstechnik, vol. 11, pp. 743—747, 1977, Teil 2, «vt» verfahrenstechnik, vol. 12, pp. 21—25, 1978.
1. Sterbacek Z., Tausk P. Mixing in the Chemical Industry, Pergamon, London, 1965.
2. Holland F. A., Chapman F. S. Liquid Mixing and Processing in Stirred Tanks, Reinhold, New York, 1966.
3. Uhl V. W., Gray J. B. (eds.) Mixing—Theory and Practice, vols. I, and II, Academic, New York, 1966.
4. Nagata N. Mixing—Principles and Applications, Wiley, New York, 1966.
5. Parker N. H. Mixing—Modern Theory and Practice on the Universal Operation, *Chem. Eng.*, June 8, 1964, pp. 165—220.
6. Jordan D. G. Chemical Process Development, pt. 1, chap. 3, pp. 111—174, Interscience, New York, 1968.
7. Edwards M. F., Wilkinson M. A. Heat Transfer in Agitated Vessels: Part I—Newtonian Fluids, and Part II—Non—Newtonian Fluids, *The Chemical Engineer*, pt. 1, pp. 310—319, August, and pt. II, pp. 328—335, September 1972.
8. Kase H. F. Chemical Reactor Design for Process Plants, Volume One: Principles and Techniques, chap. 8, pp. 331—392, Wiley, New York, 1977.
9. Penney W. R., Koopman R. N. Prediction of New Heat Removal for Agitated Vessels (and Pumped—Through Heat Exchangers), *AIChE Preprint N 10*, 12th National Heat Transfer Conference, AIChE—AS ME, Tulsa, Oklahoma, 1971.
10. Rushton J. H. Design and Utilization of Internal Fittings for Mixing Vessels, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 43, pp. 649—657, December 1974.
11. Weber A. P. Selecting Propeller Mixers, *Chem. Eng.*, September 2, 1963, pp. 91—98.
12. Brennan D. J. Vortex Geometry in Unbaffled Vessels with Impeller Agitation, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 54, pp. 209—217, 1976.
13. Hicks R. W., Gates I. E. Fluid Agitation in Polymer Reactors, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 71, pp. 74—79, August 1975.
14. Marshall V. C., Yazdani N. Design of Agitated, Coil—In—Tank Coolers, *Chem. Process Eng.*, April 1970, pp. 89—101.
15. Nagata S. e.a. Turbulent Heat Transfer from the Wall of a Jacketed Tank, *Heat Transfer Jpn. Res.*, vol. 1, N. 1, pp. 66—74, 1972.
16. Brooks G., Su G. J. Heat Transfer in Agitated Vessels, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 55, N 10, pp. 54—57, 1959.
17. Strek F. Heat Transfer in Liquid Mixer—Study of a Turbine Agitator with Six Flat Blades, *Int. Chem. Eng.*, vol. 3, N 4, pp. 533—556, 1963.
18. Chapman F. S. e.a. Heat Transfer in Baffled, Jacketed Agitated Vessels, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 42, pp. T398—T406, 1964.
19. Ackley E. J. Film Coefficients of Heat Transfer for Agitated Process Vessels, *Chem. Eng.*, August 22, 1960, pp. 133—140.
20. Nagata S. e.a. Turbulent Heat Transfer from Helical Cooling Coils in Agitated Vessels, *Heat Transfer Jpn. Res.*, vol. 1, N 2, pp. 44—56, 1972.
21. Kupc'k F. Heat Transfer at the Bottom and at the Walls of Agitated Vessels, *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, N 1, pp. 91—96, January 1976.
22. Strek F. e.a. Heat Transfer in Mixers for Liquids (Studies of Propeller—Agitators), *Int. Chem. Eng.*, vol. 5, N 4, pp. 695—710, 1965.
23. Oldshue J. Y., Gretton A. T. Helical Coil Heat Transfer in Mixing Vessels, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 50, pp. 615—621, December 1954.
24. Oldshue J. Y. Fluid Mixing, Heat Transfer and Scale—up, *Chem. Process Eng.*, April 1966, pp. 183—188.
25. Skelland A. H. P. e.a. Heat Transfer to Coils in Propeller—Agitated Vessels, *AIChE J.*, vol. 11, N 5, pp. 951—954, 1965.
26. Dunlap I. R., Rushton J. H. Heat Transfer Coefficients in Liquid Mixing Using Vertical—Tube Baffles, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 49, pp. 137—151, 1953.
27. Gentry C. L., Small W. M. Heat Transfer and Power Expenditure for Agitated Vessels Having Bare and Fined, Vertical Type Baffles, *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*, vol. 4, pp. 13—18, 1978.
28. Petree D. K., Small W. M. Heat Transfer and Power Consumption for Agitated Vessels with Vertical Plate Coils, *AIChE Symp. Series* 174, vol. 74, pp. 53—59, 1978.
29. Hart W. F. Heat Transfer in Bubble—Agitated Systems A General Correlation, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 15, N 1, pp. 109—114, 1976.
30. Nagata S. e.a. Study of Heat Transfer for Aerated Mixing Vessel and Aerated Tower, *Heat Transfer Jpn. Res.*, vol. 5, N 4, pp. 75—83, 1976.
31. Tamarl M., Nishikawa K. The Stirring Effect of Bubbles

- upon Heat Transfer to Liquids, Heat Transfer Jpn. Res., vol. 5, N 1, pp. 31—44, 1976.
32. Steiff A., Weinspach P. M. Heat Transfer in Stirred and Non-Stirred Gas-Liquid Reactors, Ger. Chem. Eng., vol. 1, pp. 150—161, 1978.
33. Uhl V. W. Mechanically Aided Heat Transfer to Viscous Materials, Symposium: Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer, ASME Winter Annual Meeting, New York, pp. 109—117, December 1970.
34. Harry F. P., Uhl V. W. Heat Transfer to Viscous Materials in a Vessel with a Helical Ribbon Impeller, Paper presented at the 74 National AIChE Meeting, New Orleans, March 1973.
35. Nishikawa M., Kamata N., Nagata S. Heat Transfer for Highly Viscous Liquids in Mixing Vessels, Heat Transfer Jpn. Res., vol. 5, N 4, pp. 84—92, 1975.
36. Ishibashi K. e.a. Heat Transfer in Agitated Vessels with Special Types of Impellers, J. Chem. Eng. Jpn., vol. 12, N 3, pp. 230—235, 1979.
37. Rautenbach R., Bollenrath F. M. Heat Transfer in Stirred Vessels to High-Viscosity Newtonian and Non-Newtonian Substances, Ger. Chem. Eng., vol. 2, pp. 18—24, 1979.
38. Coyle C. K. e.a. Heat Transfer to Jackets with Close Clearance Impellers in Viscous Liquids, Can. J. Chem. Eng., vol. 48, pp. 275—278, June 1970.
39. Nagata S., Nishikawa M., Kayama T. Heat Transfer to Vessel Wall by Helical Ribbon Impeller in Highly Viscous Liquids, J. Chem. Eng. Jpn., vol. 5, N 1, pp. 83—85, 1972.
40. Mitsuishi N., Miyai Y. Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids in an Agitated Vessel, J. Chem. Eng. Jpn., vol. 6, N 5, pp. 415—420, 1973.
41. Penney W. R. Heat Transfer and Agitator Power Requirements in Mechanically-Agitated Thermal Processors with Fixed-Clearance Agitators, Ph. D. thesis, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, 1968.
42. Penney W. R., Beil K. J. The Effect of Backmixing on the Mean Temperature Difference in an Agitated Heat Exchanger, AIChE Symp., Ser. N 92, vol. 65, pp. 21—33, 1969.

ЧАСТЬ 4

РАЗДЕЛ 4.1

K §§ 4.1.1—4.1.5

1. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, McGraw-Hill, New York, 1977.
2. Hecht G., Lehmann H., Thielemann I., Ruschitzky E., Jacobi B., Holste C. Berechnung thermodynamischer Stoffwerte von Gasen und Flüssigkeiten, VEB Deutscher Verlag für Grundstoff-Industrie, Leipzig, 1966.
- 3a. Riedel L. Untersuchungen über eine Erweiterung des Theorems der übereinstimmenden Zustände; Teil I. Eine neue universelle Dampfdruckformel, Chem. Ing. Tech., vol. 26, pp. 83—89, 1954;
- b. Teil II. Die Flüssigkeitsdichte im Sättigungszustand, ibid., vol. 26, pp. 259—264, 1954;
- c. Teil III. Kritischer Koeffizient, Dichte des gesättigten Dampfs und Verdampfungswärme, ibid., vol. 26, pp. 679—683, 1954.
- d. Teil IV. Kompressibilität, Oberflächenspannung und Wärmeleitfähigkeit im flüssigen Zustand, ibid., vol. 27, pp. 209—213, 1955.
- e. Teil V. Bestimmung unbekannter kritischer Daten von nicht assoziierenden Stoffen, ibid., vol. 27, pp. 475—480, 1955;
- f. Teil VI. Die Zustandsgleichung des realen Gases, ibid., vol. 28, pp. 557—562, 1956.
4. Pitzer K. S., Lippmann D. Z., Curi R. F., Huggins C. M., Petersen D. E. The Volumetric and Thermodynamic Properties of Fluids. II. Compressibility Factor, Vapor Pressure, and Entropy of Vaporization, J. Am. Chem. Soc., vol. 77, pp. 3433—3440, 1955.
5. Lydersen A. L. Estimation of Critical Properties of Organic Compounds, College of Engineering, University of Wisconsin, Madison, WI., Eng. Expt. Sta. Rept. 3, 1955.
6. Cailliet L., Mathias E. Recherches sur les Densités des Gas Liquéfiés et de leurs Vapeurs Saturées, C. R. Acad. Sci. (Paris), vol. 102, pp. 1202—1207, 1886.
7. Edmister W. C. Applied Hydrocarbon Thermodynamics, Part 4. Compressibility Factors and Equations of State, Petrol. Refiner, vol. 37, N 4, pp. 173—179, April 1958.
8. Watson K. M. Thermodynamics of the Liquid State—Generalized Prediction of Properties, Ind. Eng. Chem., vol. 35, pp. 398—406, 1943.
9. Timmermans J. La Densité des Liquides Sous 0°, Bull. Soc. Chim. Belg., vol. 26, pp. 205—215, 1912.
10. Rackett H. G. Equation of State for Saturated Liquids, J. Chem. Eng. Data, vol. 15, N 4, pp. 514—517, 1970.
11. Yamada T., Gunn R. D. Saturated Liquid Molar Volumes, The Rackett Equation, J. Chem. Eng. Data, vol. 18, pp. 234—236, 1973.
12. Nelson L. C., Obert E. F. Generalized p—V—T Properties of Gases, Trans. ASME, vol. 76, pp. 1057—1066, 1954.
13. van der Waals J. D. Over de Continuïteit van den Gas—en Vloeistoftoestand, thesis, University of Leiden, 1873.
14. Redlich O., Kwong J. N. S. On the Thermodynamics of Solutions. V. An Equation of State, Fugacities of Gaseous Solutions, Chem. Rev., vol. 44, pp. 233—244, 1949.
15. Soave G. Equilibrium Constants from a Modified Redlich—Kwong Equation of State, Chem. Eng. Sci., vol. 27, pp. 1197—1203, 1972.
16. Peng D.—Y., Robinson D. B. A New Two Constant Equation of State, Ind. Eng. Chem. Fund., vol. 15, N 1, pp. 59—64, 1976.
17. Ogata Y., Tsuchida M. Linear Boiling Relationships, Ind. Eng. Chem., vol. 49, pp. 415—417, 1957.
18. Cox E. R. Pressure—Temperature Chart for Hydrocarbon Vapors, Ind. Eng. Chem., vol. 15, pp. 592—593, 1923.
19. Hoffmann W., Florin F. Zweckmäßige Darstellung von Dampfdruckkurven, Verfahrenstechnik, Z. VDI-Beihft, N 2, pp. 47—51, 1943.
20. Antonine C. Tensions de Diverses Vapeurs, C. R. Acad. Sci. (Paris), vol. 197, pp. 836—837, 1888.
21. Thomson G. W. Determination of Vapor Pressure, Chapter 9; Vapor Pressure Temperature Relations, Sec. IV, Technique of Organic Chemistry, 3rd ed., ed. A. Weissberger, vol. 1, part 1, pp. 471—493, Interscience Publishers, New York, 1959.
22. Trouton F. On Molecular Latent Heat, Philos. Mag., vol. 18, N 5, pp. 54—57, 1884.
23. Benson S. W., Cruickshank F. R., Golden D. M., Haugen G. R., O'Neal H. E., Rodgers A. S., Shaw R. A., Dittly Rules for the Estimation of Thermochemical Properties—Chem. Rev., vol. 69, pp. 379—324, 1969.
24. Sakladis B. C., Coates J. Prediction of Specific Heat of Organic Liquids, AIChE J., vol. 2, N 1, pp. 88—93, 1956.
25. Cambill W. R. Predict Heat Capacities of Gases, Chem. Eng., vol. 64, N 9, pp. 267—270, 1957.
26. Pachalappan V., Ibrahim S. H., Kuloor N. R. Simple Correlation for Determining A Liquid's Heat Capacity, Chem. Eng., vol. 74, pp. 241—243, October 9, 1967.
27. Lucas K. Ein einfaches Verfahren zur Berechnung der Viskosität von Gasen und Gasgemischen, Chem. Ing. Tech., vol. 46, N 4, p. 157, 1974.
28. Souders M. Viscosity and Chemical Constitution, J. Am. Chem. Soc., vol. 60, pp. 154—158, 1938.
29. Thomas L. H. The Dependence of the Viscosities of Liquids on Reduced Temperature, and a Relation between Viscosity, Density, and Chemical Constitution, J. Chem. Soc., vol. 1946, pp. 573—579, 1946.
30. Andrade E. N. da C. A Theory of the Viscosity of Liquids, Part I, Philos. Mag. J. Sci., vol. XVII, pp. 497—511, 1934; Part II, ibid., vol. XVII, pp. 698—732, 1934.
31. Lewis W. K., Squires L. The Mechanism of Oil Viscosity as Related to the Structure of Liquids, Oil Gas J., pp. 92—96, November 15, 1934.
32. Bondi A. Physical Chemistry of Lubricating Oils. Part I, Petrol. Refiner, vol. 25, N 6, pp. 122—126, 1946; Part II, ibid., vol. 25, N 7, pp. 119—132, 1946; Part III, ibid., vol. 25, N 8, pp. 119—129, 1946.
33. Eucken A. Über das Wärmeleitvermögen, die spezifische Wärme und die innere Reibung der Gase, Phys. Z., vol. 14, pp. 324—336, 1913.
34. Owens E. J., Thodos G. Thermal Conductivity: Correlation for Ethylene and Its Application to Gaseous Aliphatic Hydrocarbons and Their Derivatives at Moderate Pressures, AIChE J., vol. 6, pp. 676—681, 1960.
35. Schaefer C. A., Thodos G. Thermal Conductivity of Diatomic Gases: Liquid and Gaseous States, AIChE J., vol. 5, N 3, pp. 367—372, 1959.
36. Weber H. F. Untersuchungen über die Wärmeleitung in Flüssigkeiten, Ann. Phys. Chem., vol. X, pp. 103—129, 1880.
37. Robbins L. A., Kingree C. L. Estimate Thermal Conductivity, Hydroc. Proc. Petrol. Refiner, vol. 41, N 5, pp. 133—136, 1962.
38. Gambill W. R. Best Methods for Prandtl Number, Chem. Eng., vol. 65, N 17, pp. 121—124, 1958.
39. Waiden P. Über den Zusammenhang der Kapillaritätskonstanten mit der latenten Verdampfungswärme der Lösungsmittel, Z. Phys. Chem., vol. 65, pp. 267—288, 1909.
40. Hakim D. J., Steinberg D., Steil L. I. Generalized Relationship for the Surface Tension of Polar Fluids, Ind. Eng. Chem. Fund., vol. 10, N 1, pp. 174—175, 1971.
41. Sugden S. A Relation between Surface Tension, Density, and Chemical Composition, J. Chem. Soc., vol. 125, pp. 1177—1189, 1924.
42. Quale O. R. The Parachors of Organic Compounds, Chem. Rev., vol. 53, pp. 439—585, 1953.
43. Lee B. I., Kesler M. G. A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three—Parameter Corresponding States, AIChE J., vol. 21, N 3, pp. 510—527.

РАЗДЕЛ 4.2

K §§ 4.2.1—4.2.5

1. Gibbs, J. W. On the Equilibrium of Heterogeneous Substances, Trans. Connecticut Acad. Sci., 111, p. 108—248, Oct 1875—May 1876, and pp. 343—524, May 1877—July 1878.
2. Maddox R. N., Erbar J. H. Advanced Gas Conditioning and Processing, p. 44, Campbell Petroleum Series, Norman, Okla., 1979.
3. Gilliland E. R., Reed C. E. Degrees of Freedom in Multi-component Absorption and Rectification Columns, Ind. Eng. Chem., vol. 34, pp. 551—557, 1942.

4. Kwauk M. A System for Counting Variables in Separation Processes, *AIChE J.*, vol. 2, pp. 240—248, 1956.
5. Maadah A. G., Maddox R. N. Thermodynamics, Equilibrium and Efficiency of the Claus Process, *Proc. 5th Canad. Symp. Catalysis*, Calgary, Alberta, 1977.
6. Chao K. C., Seader G. D. A General Correlation of Vapor Liquid Equilibrium in Hydrocarbon Mixtures, *AIChE J.*, vol. 7, p. 598, 1961.
7. Curl R. F. Jr., Pitzer K. S. Volumetric and Thermodynamic Properties of Fluids Enthalpy, Entropy and Free Energy, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 50, p. 265, 1958.
8. Katz D. L., Cornell D., Kobayashi R., Poettman F. H., Vary J. A., Elenbaas J. R., Weinaug C. F. Handbook of Natural Gas Engineering, p. 82, McGraw—Hill, New York, 1959.
9. Pitzer K. S., Lippman D. Z., Curl R. F. Jr., Huggins C. M., Paterson D. E. Vapor Pressure and Entropy of Vaporization, *J. Am. Chem. Soc.*, vol. 77, pp. 3427—3440, 1955.
10. Edmlster W. C. Applied Hydrocarbon Thermodynamics, vol. 1, p. 27, Gulf Houston, 1961.
11. Maddox R. N., Erbar J. H. Low Pressure Retrograde Condensation, *Oil Gas J.*, p. 65, July 11, 1977.
12. Wilson A., Erbar J. H., Maddox R. N. C + Fractions Affect Phase Behavior, *Oil Gas J.*, p. 76, August 21, 1978.
13. Maddox R. N., Erbar J. H. Advanced Gas Conditioning and Processing, p. 146, Campbell Petroleum Series, Norman, Okla., 1979.
14. Kesler M. G., Lee B. I. Improve Prediction of Enthalpy of Fractions, *Hydrocarbon Proc.*, vol. 55, N 3, March 1976.
15. Johnson R. C., Maddox R. N. Densities for North Sea, Arabian Light and Mid—Continent U.S. Crude Fractions, *Rept. LDR—8, Fluid Properties Research Inc.*, 1976.
16. Technical Data Book—Refining, 2d ed., pp. 4—43, American Petroleum Institute, Washington, D. C., 1970.
17. Engineering Data Book, pp. 18—1 to 18—122, Gas Processors Association, Tulsa, Okla., 1972.
18. Redlich O., Kwong J. N. S. The Thermodynamics of Solutions V: An Equation of State, *Chem. Rev.*, vol. 44, pp. 233—244, 1949.
19. Soave G. Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State, *Chem. Eng. Sci.*, vol. 27, pp. 1197—1203, 1972.
20. Erbar J. H. Documentation for GPA K H Mod II, Gas Processors Association, Tulsa, Okla., 1973.
21. Stirling K. E., Han M. S. Thermodata Refined for LPG Industrial Applications, *Hydrocarbon Proc.*, vol. 51, pp. 107—115, 1972.
22. Peng D. Y., Robinson D. B. A New Two—Constant Equation of State, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 15, pp. 59—64, 1976.
23. Erbar J. H., Maddox R. N. Private communication, 1977.
24. Pierotti G. J., Deal C. H., Derr E. L. Activity Coefficients and Molecular Structure, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 51, p. 95, 1959.
25. Deal C. H., Derr E. L. Group Contribution in Mixtures, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 60, N 4, p. 28, 1968.
26. Derr E. L., Deal C. H. Analytical Solution of Groups: Correlation of Activity Coefficients through Structural Group, *Int. Symp. Distillation*, 1969, Brighton, England, *Proc. Inst. Chem. Eng.*, London.
27. Palmer D. A. Predicting Equilibration Relationships for Maverick Mixtures, *Chem. Eng.*, p. 80, June 9, 1975.
28. Cunningham J. R. Circulation of Parameters from Group Contributions for the PFG Equation of State, M. Sc. thesis, Brigham Young University, Salt Lake City, Utah, 1974.
29. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. Properties of Gases and Liquids, 3d ed., p. 347, McGraw—Hill, New York, 1977.
30. Perry J. H. Chemical Engineering Handbook, 3d ed., pp. 185—186, McGraw—Hill, New York, 1950.
31. Rackett H. Equations of State for Saturated Liquids, *J. Chem. Eng. Data*, vol. 15, p. 514, 1970.
32. Technical Data Book—Refining, 2d ed., pp. 6—61, American Petroleum Institute, Washington, D. C., 1970.
33. Reid R. C., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 2d ed., p. 448, McGraw—Hill, New York, 1966.
34. Souders M. Viscosity and Chemical Constitution, *J. Am. Chem. Soc.*, vol. 60, p. 154, 1938.
35. Technical Data Book—Refining, 2d ed., pp. 11—31, American Petroleum Institute, Washington, D. C., 1970.
36. Amin M. Temperature Dependence of the Viscosity at Some Crude Oils and Pure Liquids, Ph. D. thesis, Oklahoma State University, Stillwater, Okla.
37. Amin M. B., Maddox R. N. Predicting Viscosity of Crude Oil Fractions, 72nd Annu. Meet., Amer. Inst. Chem. Eng., San Francisco, Calif., November 25—29, 1979.
38. Amin M. B., Maddox R. N. Temperature Dependence of the Viscosity of Some Crude Oils and Pure Liquids, *Liquid Viscosity Rept. LVR—15, Fluid Properties Research, Inc.*, Stillwater, Okla., 1979.
39. Maddox R. N. Predicting Viscosity of Crude Oil Fractions, *Liquid Viscosity Rept. LVR—13, Fluid Properties Research, Inc.*, Stillwater, Okla., 1979.
40. Lockhart F. J., Lenoir J. M. Liquid Viscosities at High Pressure, *Pet. Ref.*, vol. 40, N 3, p. 209, March 1961.
41. Dean D. E., Stiel L. I. The Viscosity of Nonpolar Gas Mixtures at Moderate and High Pressures, *AIChE J.*, vol. 11, pp. 526—532, 1965.
42. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 3d ed., p. 74, McGraw—Hill, New York, 1977.
43. Vargaftik N. B. Tables on the Thermophysical Properties of Liquids and Gases, 2d ed., p. 676, Hemisphere, New York, 1975.
44. Golubev I. F. Viscosity of Gases and Gas Mixtures, *Fizmat Press*, 1959.
45. Jamieson D. T., Irving J. B. Thermal Conductivity of Binary Liquid Mixtures, *Rept. no. 567, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow*, 1974.
46. Li C. C. Thermal Conductivity of Liquid Mixtures, *AIChE J.*, vol. 22, N 5, p. 927, September 1976.
47. Johnson R. C., Ratcliffe A. E., Maddox R. N. Experimental Liquid Densities for Pure Paraffin Alcohols, *Rept. LDR—10, Fluid Properties Research, Inc.*, Stillwater, Okla., 1977.
48. Maddox R. N. Design Data Standard—Liquid Viscosity of Water, *Fluid Properties Research, Inc. Rept. DDS—LV—12, Stillwater, Okla.*, 1979.
49. Rostorguev Y. L., Ganler Y. A. Thermal Conductivity of Non—Electrolyte Solutions, *Russ. J. Phys. Chem.*, vol. 41, N 6, p. 717, 1967.
50. Lee M. C., Maddox R. N. Comparison of Experimental and Calculated Thermal Conductivity for Fractions of Three Crude Oils, *Thermal Conductivity Rept. LCR—5, Fluid Properties Research, Inc.*, Stillwater, Okla., 1979.
51. Maxwell J. B. Data Book on Hydrocarbons, p. 93, van Nostrand, Princeton, 1950.
52. Technical Data Book—Refining, 2d ed., p. 7—167, American Petroleum Institute, Washington, D. C., 1970.
53. Lyderson A. L., Greenkorn R. A., Hogen O. A. Generalized Thermodynamic Properties of Pure Fluids, *Engineering Experiment Station Report N 4, University of Wisconsin*, October, 1955.
54. Engineering Data Book, p. 4—1, Gas Processors Association, Tulsa, Okla., 1972.
55. Technical Data Book—Refining, 2d ed., p. 1—22, American Petroleum Institute, Washington, D. C., 1970.
56. Macleod D. B. On a Relation Between Surface Tension and Density, *Trans. Faraday Soc.*, vol. 19, pp. 38—41, 1923.
57. Meissner H. P., Michaels A. S. Surface Tensions of Pure Liquids and Liquid Mixtures, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 41, pp. 2782—2787, 1949.
58. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 3d ed., p. 623, McGraw—Hill, New York, 1977.
59. Miller M. B. Experimental Determination of the Interfacial Tension of Binary Systems, M. Sc. thesis, Oklahoma State University, Stillwater, Okla., 1972.
60. Vargaftik N. B. Tables on the Thermophysical Properties of Liquids and Gases, 2d ed., pp. 43 and 427, Hemisphere, New York, 1975.
61. Baker O., Swerdloff W. Calculations of Surface Tension—3: Calculation of Surface Tension Parachor Values, *Oil Gas J.*, vol. 53, p. 87, 1955.
62. Wilke C. R., Chang P. Correlation of Diffusion Coefficients in Dilute Solutions, *AIChE J.*, vol. 1, pp. 264—270, 1955.
63. Kuong J. F. Nomograph gives Diffusion Rate in Dilute Solutions, *Chem. Eng.*, vol. 68, N 12, pp. 258—260, 1961.
64. Tyn M. T. Estimating Diffusion Coefficients at Temperature, *Chem. Eng.*, p. 106, June 9, 1975.
65. Bretznajder S. Prediction of Transport and Other Physical Properties of Fluids, p. 359, Pergamon Press, New York, 1971.
66. Wasan D. T., Sahramaniam T. K., Randhava S. S. Estimations of Eddy Diffusion Coefficients, *Chem. Eng.*, p. 165, Feb. 14, 1966.
67. Fuller E. N., Schettler P. D., Giddings J. C. A New Method for Prediction of Binary Gas—Phase Diffusion Coefficients, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 58, N 5, p. 19, May 1966.

РАЗДЕЛ 4.3

K §§ 4.3.1—4.3.8

1. Wilkinson W. L. Non—Newtonian Fluids, Pergamon Press, London, 1966.
2. Scelland A. H. P. Non—Newtonian Flow and Heat Transfer, Wiley & Sons, New York, 1967.
3. Шульман З. П. Конвективный теплоперенос реологически сложных жидкостей. — М.: Энергия, 1975. — 351 с.
4. Masi J. F., ed. Progress in International Research on Thermodynamic and Transport Properties, Academic Press, New York, 1962.
5. Дульнев Г. Н., Заричник Ю. П. Теплопроводность смесей и композиционных материалов. — М.: Энергия, 1974.
6. Metzner A. B. Heat Transfer in Non—Newtonian Fluids, in *Advances in Heat Transfer*, vol. 2, pp. 357—397, New York, 1965.
7. Cheng S. C., Vachon J. A. Technique for Predicting the Thermal Conductivity of Suspensions, Emulsions and Porous Materials, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 13, pp. 537—546, 1970.
8. Maxwell J. C. A Treatise of Electricity, and Magnetism, 3rd ed., vol. 1, Chap. 9, Article 314, Dover, New York, 1954.
9. Hamilton R. L. Thermal Conductivity of Two—Phase Materials, Ph. D. thesis, University of Oklahoma, 1960.
10. Huetz J. Thermal Conductivity of VO_2 —NaK and VO_2 —Na

- Slurry, in *Progress in Heat and Mass Transfer*, W. R. Shawalter et al., eds., vol. 5, pp. 285—292, Pergamon Press, New York, 1972.
11. Мукук К. Ф., Овчинникова С. М. О теплофизических свойствах неньютоновских жидкостей. — Изв. АН БССР, сер. физ. энерг. наук, 1979, № 4, с. 96—98.
 12. *Standard Handbook of Lubrication Engineering*, ASLE, McGraw-Hill, New York, p. 1030, 1969.
 13. Braithwaite, E. R. ed. *Lubrication and Lubricants*, Elsevier, London, p. 512, 1967.
 14. Franke W. D. *Schmierstoffe und ihre Anwendung*, Carl Hauser Verlag, München, p. 227, 1971.
 15. Zerbe C. *Mineralöle und Verwandte Produkte*, Springer-Verlag, Berlin, 1969; Teil 1, s. 847; Teil 2, s. 969.
 16. *Les Produits Petroliers de l'Entretien*, Societe des Edition Technip, Paris, p. 313, 1969.
 17. Hersey M. D. *Theory and Research in Lubrication*, Wiley & Sons, London, p. 488, 1966.
 18. Предводителев А. С. О некоторых инвариантных величинах в теории теплопроводности и вязкости жидкостей. — Ж. физ. хим., 1949, т. 22, № 3, с. 371—382.
 19. Варафтин Н. Б. Теплопроводность жидкостей. — Изв. Всесоюз. теплотехн. ин-та, 1948, № 8, с. 6—11.
 20. Cragoe C. S. *Thermal Properties of Petroleum Products*, U.S. Dept. of Commercial Bureau of Standards, Miscellaneous Publ., N 97, pp. 941, 1929.
 21. Smith J. F. D. *The Thermal Conductivity of Liquids*, Trans. ASME, vol. 58, N 8, pp. 719—725, 1936.
 22. Fortsh D., Whitman J. *Ind. Eng. Chem.*, vol. 16, № 3, pp. 207—212, 1924.
 23. Pilcus Yu. M. *Modern Lubricants Used for Liquid Friction Mountings*, Belninti (Byelorussian Institute of Scientific and Technical Information), Minsk, 1977.
 24. Tatevosov G. D. *Thermophysical Properties of Cooling Oils*, Chem. Technol. Fuels Oils, N 5, pp. 35—36, 1976.
 25. Froishteter G. B., and Tambieva B. N. *Thermophysical Properties of Plastic Lubricants and Their Disperse Media*, Chem. Technol. Fuels and Oils, N 8, p. 60, 1971.
 26. Лыков А. В. и др. Исследование анизотропии теплопроводности жидкостей и газов в условиях сдвига. — В кн.: Теоретическая и инструментальная реология. Труды конф. по физ.-хим. механике дисперсных систем, 1970, т. I, Минск, с. 77—78.
 27. Efendiev M. F. *A New Method for Calculating Thermal Conductivity of Oil Masses*, Chem. Technol. Fuels Oils, N 4, pp. 60—62, 1973.
 28. Филиппов Л. П. *Исследования теплопроводности жидкостей*. М.: Изд-во МГУ 1970.
 29. Missenard A. *Conductivite Thermique des Solides, Liquides, Gaz et de leurs Melanges*, ed. Eyrolles, Paris, 1965.
 30. McKelvey J. *Polymer Processing*, pp. 51—58, Wiley & Sons, New York, 1965.
 31. Novichenok L. N., Pilcus Yu. M. *Thermophysical Properties of Several Lubricant—Cooling Liquids*, in *Rheophysics*, pp. 145—149, Heat and Mass Transfer Institute, Minsk, 1977.
 32. Godovsky Yu. K. *Thermophysical Methods for Studying Polymers*, Chemistry, Moscow, 1976.
 33. *Thermophysical and Rheological Properties of Polymers Handbook*, ed. Yu. S. Lipatov, pp. 6—11, Naukova Dumka, Kiev, 1977.
 34. Новиченко Л. Н., Шульман З. П. *Теплофизические свойства полимеров*. — Минск: Наука и техника, 1971, с. 25—65.
 35. Шульман З. П. и др. *Электрореологический эффект*. — Минск: Наука и техника, 1972.
 36. Шульман З. П. и др. Влияние структурирования в постоянном электрическом поле на теплопроводность аэрозольных суспензий в кетоне. — Инж.-физ. ж., 1974, т. 32, № 6, с. 1116—1121.
 37. Shulman Z. P. e.a. *Conjugated Problem of Convective Heat Transfer in Recuperative Heat Exchangers with a non-Newtonian Heat Carrier*, Proc. 6th Heat Trans. Conf., vol. 4, pp. 367—372.
 38. Shulman Z. P. e.a. *Magnetic Field Effects on Mechanical Behaviour of Ferrosuspensions*, Rheol. Acta, vol. 17, pp. 166—171, 1978.
 39. Shulman Z. P. e.a. *Effect of the Magnetic Field on Convective Heat Transfer and Thermophysical Properties of Ferromagnetic Suspensions*, Heat Transfer in Rheologically Complex Systems, in *Heat and Mass Transfer*, vol. 7, pp. 248—256, Minsk, 1976.
 40. Фертмай В. Е. *Магнитные жидкости — естественная коакция и теплообмен*. — Минск: Наука и техника, 1978. — 206 с.

РАЗДЕЛ 4.4

K §§ 4.4.1—4.4.4

1. *Koppers Handbuch der Brennstofftechnik*, Heinrich Koppers GmbH, Essen, 1937, pp. 472, 473.
2. Worthing A. G., Hailday D. *Heat*, Wiley & Sons, New York, 1948, p. 136.
3. Kittel C. *Introduction to Solid State Physics*, 3rd ed., Wiley & Sons, New York, 1966 (Einführung in die Festkörperphysik, R. Oldenbourg, München, 1969).
4. Schroedinger E. *Der Energieinhalt der Festkörper im Lichte der Neuen Forschung*, Phys. Z., pp. 450—455, 1919.
5. Peierls R. E. *Quantum Theory of Solids*, Clarendon, Oxford, 1955, p. 233.
6. Kingery W. D. *Property Measurements at High Temperature*, Wiley & Sons, New York, 1959, p. 94.

7. D'Ans J., Lax E. *Taschenbuch für Chemiker und Physiker*, Springer-Verlag, Berlin, 1943, p. 1126.
8. Schmidt E., Eckert E. *Über die Richtungsverteilung der Wärmestrahlung von Oberflächen*, Forsch. Ingenieurwes., vol. 6, pp. 175—183, 1935.
9. Sieber W. *Zusammensetzung der von Wark- und Baustoffen zurückgeworfenen Wärmestrahlung*, Z. Tech. Phys., vol. 6, pp. 130—135, 1941.
10. Pepperhoff W. *Temperaturstrahlung*, Dr. Dietrich Steinkopff Verlag, Darmstadt, 1956, pp. 116, 117.

K § 4.4.5

1. Hoyt S. L. *Metal Data*, Reinhold, New York, 1952, pp. 72—73.
2. Campbell J. D., Ferguson W. G. *The Temperature and Strain—rate Dependence of the Shear Strength of Mild Steel*, Philos. Mag., vol. 21, № 169, pp. 63—82, 1970.
3. Hearmon R. F. S. *The Elastic Constants of Anisotropic Materials*, Rev. Mod. Phys., vol. 18, pp. 409—440, 1946.
4. Zener C. *Elasticity and Anelasticity of Metals*, University of Chicago Press, Chicago, 1948.
5. Smithells C. J., ed. *Metals Reference Book*, 3rd ed., vol. 2, pp. 616—617, Butterworths, London, 1962.
6. Smithells C. J., ed., *Metals Reference Book*, 4th ed., vol. 3, pp. 714—717, Butterworths, London, 1967.

РАЗДЕЛ 4.5

K §§ 4.5.1

1. Vargaftik N. B. *Tables on the Thermophysical Properties of Liquids and Gases*, 2d ed., Hemisphere Publishing Corp., Washington, D. C., 1975.
2. Touloukian Y. S., Lilley P. E., Saxena S. C. *Thermophysical Properties of Matter*, vol. 3, IFI/Plenum, New York, 1970.
3. Touloukian Y. S., Makitu T. *Thermophysical Properties of Matter*, vol. 6, IFI/Plenum, New York, 1970.
4. Touloukian Y. S., Saxena S. C., Hestermans P. *Thermophysical Properties of Matter*, vol. 11, IFI/Plenum, New York, 1975.
5. Miller J. W. Jr., Gordon R. S., Yaws C. L. *Correlation Constants for Liquids—Heat Capacities*, Chem. Eng., Oct. 25, pp. 129—131.
6. Miller J. W. Jr., Yaws C. L. *Correlation Constants for Liquids—Surface Tension*, Chem. Eng., vol. 83, N 22, pp. 127—129, 1976.
7. Miller J. W. Jr., McGinley J. J., Yaws C. L. *Correlation Constants for Liquids—Thermal Conductivities*, Chem. Eng. Oct., 25, pp. 133—135, 1976.
8. Weast R. C. ed. *Handbook of Chemistry and Physics*, 54th ed., Chemical Rubber Co., Cleveland, 1974.
9. *Liquide L. Gas Encyclopedia*, Elsevier Scientific Publishing Co., Amsterdam, Netherlands, 1976.
10. *Estimated from liquid density data by the equation:*

$$P = \frac{1}{V_{bp}} \frac{V_2 - V_1}{T_2 - T_1}$$

where V_{bp} —liquid volume at boiling point.

11. Erbar J. H. *GPA K & H Program*, Gas Processors Association, Tulsa, Oklahoma, 1977, Calculated from the GPA K & H version of the Soave—Redlich—Kwong equation of state.
12. Calculated by the equation;

$$\frac{C_p^u}{K}$$

13. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. *The Properties of Gases and Liquids*, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1977, pp. 629—665.

14. Jossi J. A., Stiel L. I., Thodos G. *The Viscosity of Pure Substances in the Dense Gaseous and Liquid Phases*, AIChE J., vol. 8, pp. 59—63, 1962.

15. *Technical Data Book—Petroleum Refining*, American Petroleum Institute, Division of Refining, Washington, D. C., 1970.
16. Groemer W. S., Thodos G. *Viscosity and Thermal Conductivity of Ammonia in the Gaseous and Liquid States*, J. Chem. Eng. Data, vol. 6, pp. 240—244, 1961.
17. Extrapolate the experimental data using:

$$\ln u = a + \frac{b}{T}$$

19. Watson K. M. *Thermodynamics of the Liquid State*, Ind. Eng. Chem., vol. 35, pp. 398—400, 1943, Calculated by the Watson relation

$$\Delta H_{v2} = \Delta H_{v1} \left(\frac{1 - T_{r2}}{1 - T_{r1}} \right)^n$$

where $n=0.38$

20. Edmister W. C. Applied Hydrocarbon Thermodynamics, p. 56, Gulf Publishing Co., Houston, Texas, 1961.
21. Stiel L. I., Thodos G. The Viscosity of Polar Substances in the Dense Gaseous and Liquid Regions, *AIChE J.*, vol. 10, pp. 275-277, 1964.
22. Stiel L. I., Thodos G. The Thermal Conductivities of Nonpolar Substances in the Dense Gaseous and Liquid Regions, *AIChE J.*, vol. 10, pp. 26-29, 1964.
23. Brock J. R., Bird R. B. Surface Tension and the Principle of Corresponding States, *AIChE J.*, vol. 1, pp. 174-177, 1955.
24. Yuan T. F., Stiel L. I. Heat Capacity of Saturated Nonpolar and Polar Liquids, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 9, pp. 393-400, 1970.
25. Miller J. W. Jr., Gordon R. S., Yaws C. L. Correlation Constants for Chemical Compounds—Liquid Viscosity, *Chem. Eng.*, vol. 86, N 24, pp. 157-159, 1976.
26. Miller J. W. Jr., Gordon R. S., Yaws C. L. Correlation Constants for Chemical Compounds—Gas Viscosity, *Chem. Eng.*, vol. 86, N 24, pp. 155-157, 1976.
27. The Macleod relation between surface tension σ and the difference of liquid and vapor densities; $\sigma^{1/4} = [P](\rho_L - \rho_V)$ is used to extrapolate the experimental data. The parachor (P) is obtained from plotting experimental $\sigma^{1/4}$ vs. $(\rho_L - \rho_V)$.
28. Jasper J. J. The Surface Tension of Pure Liquid Compounds, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 1, pp. 841-1109, 1972.
29. Estimated from liquid density data by the equation:

$$P = \frac{1}{V_{mp}} \frac{V_2 - V_1}{T_2 - T_1}$$
 where V_{mp} —liquid volume at melting point.
30. Borreson R. W., Schorr G. R., Yaws C. L. Correlation Constants for Chemical Compounds—Heat Capacities of Gases, *Chem. Eng. Aug.* 16, pp. 79-81, 1976.
31. Miller J. W. Jr., Shah P. N., Yaws C. L. Correlation Constants for Chemical Compounds—Thermal Conductivity of Gas, *Chem. Eng.*, Nov. 22, pp. 153-155, 1976.
32. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 3d ed., pp. 442-443, McGraw-Hill, New York, 1977.
33. Letsou A., Stiel L. I. Viscosities of Saturated Nonpolar Liquids at Elevated Pressures, *AIChE J.*, vol. 19, pp. 409-411, 1973.
34. Robbins I. A., Klingrea C. L. Estimate Thermal Conductivity, *Hydrocarbon Proc. Pet. Ref.*, vol. 41, N 5, pp. 133-136, 1962.
35. Thermal conductivities above $T=0.9$ are extrapolated from estimated values.
36. SBPT, the sublimation temperature. At the melting point the vapor pressure is greater than 760 mmHg, so there is no normal boiling point.
37. The pressure corrections are made by a corresponding states method. Since neon has quantum effects, the reported values might have large errors.
38. Stiel L. I., Thodos G. The Viscosities of Polar Gases at Normal Pressures, *AIChE J.*, vol. 8, pp. 229-232, 1962.
39. The value of the last point is obtained by extrapolation.
40. Chang H.-Y. Thermal Conductivities of Gases at Atmosphere Pressure, *Chem. Eng.*, vol. 80, N 9, pp. 122-123, 1973.
41. No experimental data available. The values obtained by estimation methods appeared to be too low to be correct.
42. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 3d ed., pp. 156-157, McGraw-Hill, New York, 1977.
43. Stiel L. I., Thodos G. The Viscosities of Nonpolar Gases at Normal Pressures, *AIChE J.*, vol. 7, pp. 611-615, 1961.
44. Raznjevic K. Handbook of Thermodynamic Tables and Charts, 1st ed., Hemisphere Publishing Corp., Washington, D. C., 1976.
45. Horvath A. L. Physical Properties of Inorganic Compounds SI Units, Crane, Russak & Company, New York, 1975.
46. Gallant R. W. Physical Properties of Hydrocarbons, vol. 1, Gulf Publishing Co., Houston, Texas, 1970.
47. Gallant R. W. Physical Properties of Hydrocarbons, vol. 2, Gulf Publishing Co., Houston, Texas, 1970.
48. Touloukian Y. S., Powell R. W., Ho C. Y., Klemens P. G. Thermophysical Properties of Matter, vol. 1, IFI/Plenum, New York, 1970.
49. Physical property data for mercury are available for temperature below 800°C only.
50. No interfacial tension data are available above 200°C.
51. GPSA Engineering DataBook, Gas Processors Suppliers Association, Tulsa, Oklahoma, 1977.
52. Perry R. H., Chilton C. H. Chemical Engineer's Handbook, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1973.
53. Since air is a mixture, the normal boiling point is taken as the temperature at which the liquid boiling pressure is 1 atm.
54. Estimated by the method of Brock and Bird [23] with simple mole-fraction average critical constants for air. Air composition assumed to be 78% nitrogen, 21% oxygen, and 1% argon.
55. Estimated by fitting fourth-order polynomial for the liquid enthalpy data and using $C_p = \Delta H_L / \Delta T$.
56. Das T. R., Kuloor N. R. Thermodynamic Properties of n-Butane, *J. of Tech.*, vol. 5, pp. 33-39, 1967.
57. Eighth International Conference on the Properties of Steam, Glens, France, September 1974, Release on Thermal Conductivity of Water Substance, December, 1977, International Association for the Properties of Steam, Brown Univ., Providence, Rhode Island.
58. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1977, pp. 156-157.
59. Sakiadis B. C., Coates J. Studies in Thermal Conductivity of Liquids, *AIChE J.*, vol. 1, pp. 275-288, 1955.
60. Calculated from $Z = Z^0(T, P_r) + \omega Z^1(T_r, P_r)$.
61. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, McGraw-Hill, New York, 1977, pp. 519-524.
62. Lee B. I., Kesler M. G. A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three-Parameter Corresponding States, *AIChE J.*, vol. 21, pp. 510-527, 1975.
63. Thinh T. P., Duran J. L., Ramalho R. S., Kallaguine S. Equations Improve C_p Predictions, *Hyd. Proc.*, vol. 50, pp. 98-104, January 1971.
64. Yoor P., Thodos G. Viscosity of Nonpolar Gaseous Mixtures at Normal Pressures, *AIChE J.*, vol. 16, pp. 300-304, 1970.
65. Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1977, pp. 605-608.
66. Gorin C. E., Yaws C. L. Correlation Constants for Chemical Compounds—Heat of Vaporization, *Chem. Eng.*, vol. 83, pp. 85-87, 1976.
67. Calculated by subtracting heat of vaporization from vapor enthalpy.
68. Mistic D., Thodos G. The Thermal Conductivity of Hydrocarbon Gases at Normal Pressure, *AIChE J.*, vol. 7, pp. 264-267, 1961.
69. The enthalpy assumed zero for ideal gas at a temperature of K.
70. Lyman T. J., Danner R. P. Correlation of Liquid Heat Capacities with a Four-Parameter Corresponding States Method, *AIChE J.*, vol. 22, pp. 759-765, 1976.
71. Van Velzen D., Cardozo R. L., Langenkamp H. A Liquid Viscosity—Temperature—Chemical Constitution Relation for Organic Compounds, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 11, pp. 20-25, 1972.
72. Measured by Fluid Properties Research, Inc., Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, 1979.
73. Lydersen A. L. Estimation of Critical Properties of Organic Compounds, University of Wisconsin College of Engineering, Eng. Exp. Stn. Rep. 3, Madison, April, 1955.
74. Obtained by summing the atomic weights of all the atoms in the molecule.
75. Gomez—Nieto M., Thodos G. Generalized Treatment for the Vapor Pressure Behavior of Polar and Hydrogen-Bonding Compounds, *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 55, pp. 445-449, 1977.
76. Gomez—Nieto M., Thodos G. Generalized Vapor Pressure Equation for Nonpolar Substances, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 17, pp. 45-51, 1978.
77. Gunn R. D., Yamada T. A Corresponding States Correlation of Saturated Liquid Volumes, *AIChE J.*, vol. 17, pp. 1341-1345, 1971.
78. Rihani D. N., Doraiswamy L. K. Estimation of Heat Capacity of Organic Compounds from Group Contributions, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 4, pp. 17-21, 1965.
79. Chen N. H. Generalized Correlation for Latent Heat of Vaporization, *J. Chem. Eng. Data*, vol. 10, pp. 207-210, 1965.
80. Bondi A. Estimation of the Heat Capacity of Liquids, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 5, pp. 442-449, 1966.
81. Stiel L. I., Thodos G. The Viscosity of Polar Gases at Normal Pressures, *AIChE J.*, vol. 8, pp. 229-232, 1962.
82. Kudchadker A. P., Alani G. H., Zwolinski B. J. Critical Constants of Organic Substances, vol. 68, pp. 729-735, 1968.
83. No data available.
84. Calculated by integrating the heat capacity equation, which is obtained by fitting the heat capacity data to a quadratic equation, with temperature:

$$\Delta H = \int_{T_0}^T C_p dT$$

where T_0 —normal boiling temperature, and H at T_0 is assumed to be zero. Larger errors for a reduced temperature greater than 0.8.

85. Calculated by the differences between vapor and liquid enthalpy.

86. Vines R. G., Bennett L. A. The Thermal Conductivity of Organic Vapors. The Relationship Between Thermal Conductivity and Viscosity, and the Significance of the Eucken Factor, *G. Chem. Phys.*, vol. 22, pp. 360-366, 1954.

87. Dixon J. A., Schlesse R. W. Viscosity of Benzene-d6 and Cyclohexane-d12, *J. Phys. Chem.*, vol. 58, pp. 430-432, 1954.

88. Geist J. M., Cannon M. R. Viscosities of Pure Hydrocarbons, *Ind. Eng. Chem. Anal. Ed.*, vol. 18, pp. 611-613, 1946.

89. Chase J. D. Private communication, May 1979.

90. Shah P. N., Yaws C. L. Densities of Liquids, *Chem. Eng.*, pp. 131-133, Oct. 25, 1976.

91. Patel P. M., Schorr G. R., Shah P. N., Yaws C. L. Vapor Pressure, Chem. Eng., pp. 159—161, Nov. 22, 1976.
92. Ideal gas—heat capacities. No reliable method can be used to correct them to saturated pressure.
93. Low pressure (usually 1 atm) properties. No reliable method can be used to correct them to saturated pressure.
94. At a pressure of 26 atm, helium will not solidify unless external pressure is applied.
95. Liquid enthalpies obtained by plotting the specific heat (liquid) and the temperature and integrating them numerically.
96. Mathews J. F. Critical Constants of Inorganic Substances, Chem. Rev., vol. 72, N 1, 1972.
97. Chase J. D. Private communication, June 1979.
98. Perry J. H. Chemical Engineer's Handbook, 3d ed., McGraw—Hill, New York, 1950.
99. Fugasi P., Rudi C. E. J. Specific Heats of Organic Vapors, Ind. Eng. Chem., vol. 30, p. 1029, 1938.
100. Chow W. M., Bright J. A. Jr. Heat Capacities of Organic Liquids, Chem. Eng. Prog., vol. 49, pp. 175—180, 1953.
101. Livingston J., Morgan R., Owen F. T. The Weight of a Falling Drop and the Laws of Tate, J. Am. Chem. Soc., vol. 33, p. 1713, 1911.
102. International critical tables.
103. Pennington R. E., K. A. Kobe. The Thermodynamic Properties of Acetone, J. Am. Chem. Soc., vol. 79, pp. 300—305, 1957.
104. Calculated by the summation of liquid and heat of vaporization.
105. Physical Data, Chemical Engineering Sub. Series, vol. 2a, Engineering Sciences Data, London, 1975.
106. The Lee-Kesler calculation was proposed for nonpolar or slightly polar substances. Large errors may occur when applied to highly polar compounds.
107. Since there is no reliable generalized correlation to correct the pressure effect on gas thermal conductivity, the Stiel—Thodos correlation, which is probably the best correlation at present for nonpolar substances, is used for polar compounds also. However large errors may occur when applied to highly polar compounds.
108. Dowtherm. A Heat Transfer Fluid, Form N 176—1337—78R, Functional Products and Systems Department, Dow Chemical Co., Michigan.
109. Dowtherm. A Heat Transfer Fluid, Form N 176—1240—78R, Functional Products and Systems Department, Dow Chemical Co., Michigan.
110. High temperature values are obtained by extrapolation.

K § 4.5.2

1. Reynolds W. C. Thermodynamic Properties in SI, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, California 94305, 1979.

K § 4.5.3

1. Grigull U., Bach J. Die Oberflächenspannung und verwandte Zustandsgrößen des Wassers. Brennst. Waerme—Kraft, vol. 18, pp. 73—75, 1966.
2. Grigull U., Mayinger P., Bach J. Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und Prandtzahl von Wasser und Wasserdampf. Waerme Stoffuebertrag., vol. 1, pp. 15—34, 1968.
3. Grigull U., Bach J., Reimann M. Die Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf nach der 1968-IFC-Formulation. Private communication.

K § 4.5.4

1. Derr E. L., Deal C. H. Analytical Solution of Groups: Correlation of Activity Coefficients Through Structural Group, Int. Symp. Distillation, Brighton, England, 1969, Proc. Inst. Chem. Eng., London.
2. Palmer D. A. Predicting Equilibrium Relationships for Mixture Mixtures, Chem. Eng., p. 80, June 9, 1975.
3. Fredenslund A., Gmehling J., Michelson M. L., Rasmussen P., Prausnitz J. Computerized Design of Multicomponent Distillation Columns Using the UNIFAC Group Contribution Method for Calculation of Activity Coefficients, I&EC Process Design Develop., vol. 16, p. 450, 1977.
4. Cunningham J. R. Calculation of Parameters from Group Contributions for the PFGC Equation of State, M. Sc. thesis, Brigham Young University, 1974.

K § 4.5.6

1. Ho C. Y., Powell R. H. e.a. Thermal Conductivity of the Elements: A Comprehensive Review, J. Phys. Chem. Ref., Data, vol. 3, Supp. 1, 796, pp. 1974.
2. Chud G. E., Ericks L. J. e.a. Thermal Conductivity of Solids at Room Temperature and Below, N. B. S. Monogr. 131, 624 pp., 1973.
3. Touloukian Y. S., Powell R. W. e.a. Thermal Conductivity—Nonmetallic Elements and Alloys, in Thermophysical Properties of Matter eds. Y. S. Touloukian and C. Y. Ho, vol. 1, 1595, pp. IFI/Plenum, New York, 1970.

4. Touloukian Y. S., Powell R. W. e.a. Thermal Conductivity—Nonmetallic Solids, in Thermophysical Properties of Matter, eds. Y. S. Touloukian and C. Y. Ho, vol. 2, 1302 pp., IFI/Plenum, New York, 1970.
5. Kowalczyk L. S. Thermal Conductivity and Its Variability with Temperature and Pressure, Trans. ASME, vol. 77, pp. 1021—1035, 1955.
6. Mirkovich V. V., ed. Thermal Conductivity 15, 493 pp., Plenum, New York, 1978. (The volume also contains a list of earlier thermal conductivity conference publications.)

K § 4.5.7

1. Banas C. M. Tables of the Thermal Radiation Properties of Materials, United Aircraft Corp. Rept. M—1501—1, 181 pp., 1960.
2. Gubareff G. G., Janssen J. E., Torborg R. H. Thermal Radiation Properties Survey, Honeywell, Minneapolis, Minnesota, 293 pp., 1960.
3. Siegel R., Howell J. R. Thermal Radiation Heat Transfer, NASA SP 164, vol. 1, 190 pp., 1968.
4. Touloukian Y. S., Ho C. Y., eds. Thermophysical Properties of Matter, Thermal Radiative Properties: Metallic Elements and Alloys, vol. 7, 1644 pp., 1970; Nonmetallic Solids, 1890 pp., 1972; Coatings, vol. 9, 1569 pp., 1972, IFI/Plenum Data Co., New York.
5. Wood W. D., Deem H. W., Lucks C. F. Thermal Radiative Properties of Selected Materials, Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio Rept. DMIC 177, 2 vols., 470 pp., 1962.

K § 4.5.8

1. Tang R., Kratochvil J., Conrad H. Scripta Met. Three Dimensional Stress Distributions and Degree of Anisotropy in some Hexagonal Metals, vol. 3, No 7, pp. 485—488, 1969.
2. Smithells C. J., ed. Metals Reference Book, 4th ed., vol. 3, pp. 709—710, Butterworths, London, 1967.
3. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th ed., p. 209, TEMA Inc., New York, 1978.
4. Bolz R. E., Tuve G. L., eds. Handbook of Tables for Applied Engineering Science, 2d ed., pp. 117—118, CRC Press, Cleveland, 1977. (Gives modulus of elasticity data for pure metals and commercial metals and alloys at room temperature.)
5. Woolman J., Mottram R. A., eds. The Mechanical and Physical Properties of the British Standard En Steels (BS 970—1955), vol. 3, Pergamon Press, Oxford, 1969. (Gives Young's modulus, and some Poisson's ratio data in tabular form for carbon, alloy and stainless steels. Tables include composition, heat treatment, test temperature and variation with temperature.)
6. Miner D. F., Seastone J. B., eds. Handbook of Engineering Materials, pp. 2—05—2—7, Wiley, New York, and Chapman and Hall, London, 1955. (Gives a graph of the effect of temperature on elasticity of stainless steels and states that if the room temperature value is known the value at a higher temperature can be deduced. Figures for copper and copper base alloys are included.)
7. Perry R. H., Chilton C. H., eds. Chemical Engineers Handbook, 5th ed., McGraw—Hill, New York, 1973. (Gives properties of various metals including steels, nickel, aluminium, copper, magnesium, titanium, and other nonferrous alloys and includes a figure for tensile (Young's) modulus of elasticity, pp. 23—38—23—53/).
8. Prockter C. E., ed. Kempe's Engineers Year Book for 1978, 83d ed., vol. 1, p. 190, Morgan—Grampian, London, 1978. (A table contains Young's modulus, shear modulus, and Poisson's ratio values for common materials.)
9. Parrish A., ed. Mechanical Engineers Reference Book, pp. 7—85, 7—99, Butterworths, London, 1973. (Data on Young's modulus are given as a function of temperature for carbon, C—Mn and C—Mo steels, and four aluminium alloys. Data are based on BS 1500/).
10. Gray E. E., ed. American Institute of Physics Handbook, 3d ed., McGraw—Hill, New York, 1972. (Contains values of Young's modulus for chemical elements and alloys.)

ЧАСТЬ 5

РАЗДЕЛ 5.1

K §§ 5.1.1—5.1.8

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Handbook, Section VIII, Unifired Pressure Vessels, Div. 2, Alternative Rules; Section III Nuclear Vessels, ASME, New York, 1976.
2. Ruiz C., Koenigsberger F. Design for Strength and Production, Macmillan, London, 1970.
3. Bickell M. B., Ruiz C. Pressure Vessel Design and Analysis, Macmillan, London, 1967.
4. Ruiz C. Ductile Failure of a Cylindrical Shell with a Slit, Int. J. Mech. Sci., vol. 20, pp. 277—281, 1973.
5. Harrison R. P., Loosemore K., Milne I. Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects, Central Electricity Generating Board Rept. R/H/R6—Rev 1, London, 1977.
6. BSI Specification for Unifired Fusion Welded Pressure Vessels, BS—5500; 1978, British Standards Institute, London, 1976.

7. Merkblätter A. D. Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine, Essen, 1970.
 8. Heywood R. B. Designing Against Fatigue, Chapman & Hall, London, 1962.
 9. Frost N. E., Marsh K. J., Pook L. P. Metal Fatigue, Oxford University Press, Oxford, 1974.
 10. Penny R. K., Marriott D. L. Design for Creep, McGraw-Hill, London, 1971.
 11. Timoshenko S. P., Wolnowsky-Krieger S. Theory of Plates and Shells, McGraw-Hill, New York, 1959.
 12. Flügge W. Stresses in Shells, Springer-Verlag, Berlin, 1960.
 13. Donnell I. H. Beams, Plates and Shells, McGraw-Hill, New York, 1976.
 14. Novozhilov V. V. The Theory of Thin Shells, Noordhoff, Groningen, 1959.
 15. Zienkiewicz O. C., Cheung Y. K. The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics, McGraw-Hill, London, 1967.
 16. Nath B. Fundamentals of Finite Elements for Engineers, Athlone, London, 1974.
 17. PAFEC Programme for Automatic Finite Element Calculation, Nottingham University, Computing Department.
 18. Lewis D. J., Fullard K. Experience in the Use of Finite Elements in Stress Analysis, CEBG Rept. SAM 28 (BERSAFE), 1970.
 19. Bushnell D. BOSOR 4: Program for Stress, Buckling and Vibration of Complex Shells of Revolution, University Press, Virginia, 1976.
 20. Hendry A. W. Elements of Experimental Stress Analysis, Pergamon, Oxford, 1977.
 21. Dully J. W., Riley W. P. Experimental Stress Analysis, McGraw-Hill, New York, 1965.
 22. Johnson W., Mellor P. B. Plasticity for Mechanical Engineers, Van Nostrand, London, 1962.
 23. Hodger P. G. Limit Analysis of Rotationally Symmetric Plates and Shells, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1963.
 24. Corran R. S. J. Numerical Analysis and Optimization of Design, Ph. D. thesis, Oxford University, Oxford, 1973.
 25. Bijlaard P. P. Stresses from Radial Loads in Cylindrical Pressure Vessels, Welding J., vol. 32, pp. 615s-623s, 1954.
 26. Bijlaard P. P. Stresses from Radial Loads and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels, Welding J., vol. 33, pp. 608s-617s, 1955.
 27. Bijlaard P. P. Stresses in a Spherical Vessel from Local Loads Transferred by a Pipe, Welding Res. Council Bull., № 50, 1958.
 28. Bijlaard P. P. Stresses in a Spherical Vessel from Radial Loads Acting on a Pipe, Welding Res. Council Bull., N 49, 1959.
 29. Bijlaard P. P. Computation of the Stresses from Local Loads in Spherical Pressure Vessels or Pressure Vessel Heads, Welding Res. Council Bull., N 34, 1957.
 30. Wichman K. R., Hooper A. G., Merston J. L. Local Stresses in Spherical or Cylindrical Shells due to External Loadings, Welding Res. Council Bull., N 107, 1965.
 31. Zick L. P. Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports, in Pressure Vessel and Piping Design: Collected Papers, 1927-1959, ASME, New York, 1960.
 32. Wilson J. D., Tooth A. S. The Support of Unstiffened Cylindrical Vessels, 2d Int. Conf. Pressure Vessels Technol., San Antonio, ASME, Paper 1-6, 1973.
 33. Roark R. J. Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill, New York, 1965.
 34. Harvey J. F. Theory and Design of Modern Pressure Vessels, Van Nostrand, New York, 1974.
 35. Timoshenko S. P., Goodier J. N. Theory of Elasticity, McGraw-Hill, New York, 1951.
 36. Johns D. J. Thermal Stress Analysis, Pergamon, Oxford, 1965.
 37. Mahoney J. B. and Salerno V. L. Analysis of a Circular Plate Containing a Rectangular Array of Holes, Welding Res. Council Bull., № 106, 1965.
 38. O'Donnell W. J. Effective Elastic Constants for the Bending of Thin Perforated Plates with Triangular- and Square Penetration Patterns, ASME Paper 72-PVP-9.
 39. O'Donnell W. J. A Study of Perforated Plates with Square Penetration Patterns, Welding Res. Council Bull., N 124, 1967.
 40. Duncan J. P. The Structural Efficiency of Tube-Plates of Heat Exchangers, Proc. Inst. Mech. Eng. London, vol. 169, pp. 789-801, 1955.
 41. O'Donnell W. J. The Effect of the Tube on Stresses and Deflections in U-Tube Steam Generator Tube Sheets, OTS, U.S. Department of Commerce, Washington, D.C., 1960.
 42. Abdul-Wahab H. M. S., Harrup J. The Rigidity of Perforated Plates with Reinforcing Holes, Nucl. Eng. Design, vol. 5, pp. 122-130, 1967.
 43. Miller K. A. G. The Design of Tube-Plates in Heat Exchangers, Proc. Inst. Mech. Eng. London, vol. 18, pp. 215-232, 1952.
 44. McLachlan N. W. Bessel Functions for Engineers, Oxford University Press, Oxford, 1955.
 45. Donnell L. H. Stability of Thin-walled Tubes Under Torsion, NASA Rept. 479, 1933.
 46. Bickell M. B., Dance S. H. An Elastic Analysis of Axially Perforated Cylinders with Application to the Design of Reactor Vessel Flanges, 1st Int. Conf. Structural Mechanics Reactor Technol., Berlin, BAM, 1971.
 47. Van Campen D. Some Application of Engineering Mechanics in Pressure Vessel Analysis, Dr. Ing. thesis, Delft University, 1972.
 48. Hamada K., Ukaji H., Hayashi T. Stress Analysis of Bolted Flanges for Pressure Vessels, 1st Int. Conf. Pressure Vessel Technol., Delft, ASME, 1969.
 49. Ruiz C., El Magrissy M. I. R. Flangeless Closure Joints: Experimental Validation of an Unconventional Design, 2d Int. Conf. Pressure Vessel Technol., San Antonio, ASME, 1973.
 50. Ruiz C. Static and Dynamic Seals: Part I, Static Seals, ASME Paper 76-DET-83.
 51. Gerdeen J. C., Hutula D. N. Summary Report on Plastic Limit Analysis of Hemispherical and Toriconical-Head Pressure Vessels, Welding Res. Council Bull., N 163, 1971.
 52. Shield R. T., Drucker D. C. Design of Thin Walled Torispherical and Toriconical Pressure Vessel Heads, J. Appl. Mech., vol. 28, pp. 292-297, 1961.
 53. Rotondo P., Kraus H. Buckling of an Ellipsoid due to Internal Pressure, ASME Paper 68-WA/PVP-12.
 54. Thurston G. A., Holston A. A. Buckling of Cylindrical Head Closures by Internal Pressure, NASA-CR-540, 1966.
 55. Galletly G. D. Torispherical Shells: A Caution to Designers, in Pressure Vessel and Piping Design: Collected Papers, 1927-1959, ASME, New York, 1960.
 56. Blron A. Review of Lower-Bound Limit Analysis for Pressure Vessel Intersections, J. Pressure Vessel Technol., vol. 991, pp. 413-418, 1977.
 57. Ruiz C., Chukwujekwu S. E. Experimental Investigation of the Plastic Limit Pressure of Reinforced Openings in Cylindrical Shells, J. Eng. Ind., vol. 91B, pp. 710-716, 1969.
 58. Cloud R. L., Rodabaugh E. C. Proposed Reinforcement Design Procedure for Radial Nozzles, Welding Res. Council Bull., N 133, 1968.
 59. Maxwell R. L., Holland R. W. Collapse Test of a Thin-walled Cylindrical Pressure Vessel with a Radially Attached Nozzle, Welding Res. Council Bull., N 230, 1977.
 60. Chukwujekwu S. P. Reinforcement Method for Flush Nozzles in Pressure Vessels, 1st Int. Conf. Pressure Vessel Technol., Delft, ASME, 1969.
 61. Rose R. T. Stress Analysis of Nozzles in Thin-walled Cylindrical Pressure Vessels, Br. Welding J., vol. 12, pp. 60-72, 1965.
 62. Leckie F. A., Penny R. K. Solution for the Stresses at Nozzles in Pressure Vessels, Welding Res. Council Bull., N 90, 1963.
 63. Spaas H. A. C. M. Determination of Stress Concentrations at Nozzle-to-Cylinder Intersections and Comparison with Experimental Analysis, 2d Int. Conf. Pressure Vessel Technol., San Antonio, ASME, 1973.
 64. Fullard K. The Calculation of Thermal Stresses in a Cylinder Intersection by Means of Finite Elements, Int. J. Pressure Vessels Piping, vol. 1, pp. 177-198, 1979.
 65. Taylor C. E., Lind N. C., Leven M. M., Merston J. L. Protoelastic Study of the Stresses near Openings in Pressure Vessels, Welding Res. Council Bull., N 113, 1966.
- ### РАЗДЕЛ 5.2
- #### K §§ 5.2.2
1. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., 331 Madison Avenue, New York, N.Y., 10017.
 2. American Society of Mechanical Engineers, United Engineering Center, 345 East 47th Street, New York, N.Y., 10017.
 3. British Standards Specification 5500: 1976, British Standards Institution, 2 Park Street, London W1A 2BS.
 4. Merkblätter A. D. Carl Heymanns Verlag KG, 5 Köln 1, 18-32, F.R. Germany.
- ### РАЗДЕЛ 5.4
- #### K § 5.4.1
1. API Standard 661, Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services, 2nd ed., American Petroleum Institute, Washington, D. C., January 1974.
 2. Code of Standard Practice for Steel Buildings and Bridges, adopted effective October 1, 1972, American Institute of Steel Construction, Inc., Chicago, Ill.
 3. International Conferences of Building Officials, Uniform Building Code, 1976 edition.
 4. ANSI A58-1-1972, Building Code Requirements for Minimum Design Loads in Buildings and Other Structures, American National Standards Institute, New York, N. Y.
- #### K § 5.4.2
1. Pearce R. Designing with Sheet Metal, Design Eng., pp. 35-38, August 1975.
 2. Painter M. J., Pearce R. Formability of High Strength Low Alloy Steels, Met. Technol., vol. 2, pp. 62-65, 1975.

3. Pearce R. A User's Guide to Forming Limit Diagrams, Sheet Met. Ind., vol. 48, pp. 943-949, 1971.

K § 5.4.3

1. Cuffe K. W., Beatenbough P. K., Paskavitz M. J., and Flower B. J. Plate Fin Regenerators for Industrial Gas Turbines, J. Eng. Power, vol. 100, pp. 576-585, 1978.
2. Trane Engineering Bulletin, Trane Plate-Fin Heat Exchangers, Sec. B-10, p. 30, Trane Co., La Crosse, Wisconsin, September 14, 1966.
3. Bauernfeind N. Private correspondence, Modine Manufacturing Co., Racine, Wisconsin, April 21, 1978.
4. Anonymous, Temperatures Made to Order, Product brochure, Harrison Radiator Division, General Motors Corp., undated.
5. O'Connor J. M., Pasternak S. F. Method of Making a Heat Exchanger, U. S. Patent 3 497 941, April 6, 1976.
6. Butt A. G. Mechanical Design of Cryogenics Heat Exchangers, in Compact Heat Exchangers—History, Technological Advancement and Mechanical Design Problems, eds. R. K. Shah, C. F. McDonald, and C. P. Howard, vol. 10, pp. 161-170, ASME, New York, 1980.
7. Parker K. O., Coombs M. G. New Developments in Compact Plate-Fin Heat Exchangers, in Compact Heat Exchangers—History, Technological Advancement and Mechanical Design Problems, eds. R. K. Shah, C. F. McDonald, and C. P. Howard, vol. 10, pp. 171-179, ASME, New York, 1980.

K § 5.4.4

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Rules for the Construction of Pressure Vessels, Div. J. ASME, New York, 1977.
2. BSI Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels, BS 5500: 1976, British Standards Institute, London, 1976.
3. Kern D. O. Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1950.
4. Hood R. R. Designing Heat Exchangers in Teflon, Chem. Eng., vol. 74, N 11, pp. 181-186, 1967.
5. Bull J. L. Graphite Heat Exchange Plant, Process Eng., pp. 123-128, June 1969.
6. Gangell N. N. Compact Heat Exchangers for the Chemical Industry, Aust. Chem. Eng., vol. 11, N 5, pp. 11-21, 1970.
7. Murray I. Direct-Contact Heat Exchangers, An Introduction to Industrial Heat Exchangers, Paper 6, Birniehill Institute, Natl. Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1973.
8. Brown G. Heat Transmission by Condensation of Steam on a Spray of Water Drops, J. Mech. E/A S. M. E. Proc. General Discussion Heat Transfer, pp. 49-51, London and Atlantic City, N. J., September 11-13, 1951, Institution of Mechanical Engineers, London, 1951.
9. Korlagin A. A. Development of Drying Equipment for Chemical Industries (in Russian), Knim. Neft. Mashinost., N 10, pp. 20-22, 1967.
10. Austin J. Submerged Combustion Evaporators, Br. Chem. Eng., vol. 2, pp. 490-494, 1957.
11. Hampson W. British Patent 10 165, May 23, 1895.
12. Scholz W. H. Coiled Tubular Heat Exchangers, S. Afr. Z. Chem. E/J. Mech. E. Conf. Heat Transfer Design Operation Heat Exchangers, Johannesburg, S. Africa Witwatersrand Univ., April 17-19, 1974.
13. Gaugler R. S. Heat Transfer Device, U. S. Patent 2350 348, 1944.
14. Grover G. M. Evaporation-condensation heat transfer device. U. S. Patent 3229759, Appl. Dec. 2, 1963. Published Jan. 18, 1966.
15. Chisholm D. The Heat Pipe, Mills and Boon Ltd., London, 1971.
16. Dunn P. D., Reay D. A. Heat Pipes, Pergamon Press, Oxford, 1976.

РАЗДЕЛ 5.5

K §§ 5.5.1-5.5.3

1. Holtzmann A. H., Cowan G. R. Bonding of Metals with Explosives, Welding Res. Council Bull. 104, 1965.
2. Wolff F., Helama C. Cold Box Design Unit Processing Welds, Hydrocarbon Process, vol. 48, N 4, pp. 101-102, 1969.
3. Appleby W. R. Jr., Brundige K. S. Brittle Failure of a Freedwater Heater Foster Wheeler Corp. Bulletin SP65-6.
4. Karinen H. K. Brittle Fracture of an Ammonia Synthesis Heat Exchanger, AIChE Ammonia Safety Symp., vol. 13, pp. 53-56, 1971.
5. A. P. Green Co. Application of Refractories in the Petroleum & Petrochemical Industries, A. P. Green Co., Mexico, Missouri.
6. Harbison-Walker, Handbook of Castable Refractories, Harbison-Walker Industries, Pittsburgh, Pa.
7. Steels for Hydrogen Service, API Publication, 940, July 1970.
8. Backensto E. B., Sjöberg J. W. Iso Corrosion Rate Curves for High Temperature H_2 , & H_2S , NASE Technical Rept. 59-10, 1959.

9. Committee on Stainless Steel Producers, Stainless Steels for Acetic Acid Service, American Iron and Steel Institute, AISI SS 610 477-12M-GP, 1977.
10. Committee of Stainless Steel Producers, The Role of Stainless Steels in Petroleum American Iron and Steel Institute, AISI SS 607-477-20M-HP, 1977.
11. Hastelloy Shell and Tube Heat Exchangers, Stellite Division of the Cabot Corp., Kokomo, Ind., 1975.
12. Perry K., Schrage C. Trouble-Shooting with HF Alkylation, Hydrocarbon Process, vol. 15, N 1, pp. 107-112, 1966.
13. Thornton D. P. Corrosion-free HF Alkylation, Chem. Eng., vol. 77, pp. 109-112, 1970.
14. Cox G. A. Review of Corrosion Resistant Linings, Anti Corros., vol. 23, N 8, pp. 5-9, 1976.
15. Anonymous, Glass/Metal Heat Exchangers, Metallurgist, vol. 10, N 1, p. 8, 1978.
16. Pearsall I. S. Cavitation, Chem. Mech. Eng., vol. 21, N 7, pp. 79-85, 1974.
17. Hines J. G., Neufeld F. Corrosion of Mild Steel due to Impingement in the Make Gas Stream, in Materials Technology in Steam Reforming Processes, ed. C. Edeleanu, pp. 357-369, Pergamon, Oxford, 1966.
18. Shone E. B. Problems in Sea-Water Circulating Systems, Br. Corros., vol. 9, N 1, pp. 32-38, 1974.
19. Bostwick T. W. Reducing Corrosion of Power Plant Condenser Tubing with Ferrous Sulphate, Corrosion (Houston), vol. 17, pp. 12-19, August 1961.
20. Langer B. F. Design of Vessels Involving Fatigue, in Pressure Vessel Engineering Technology, ed. R. W. Nichols, pp. 59-98, Elsevier, Amsterdam, 1971.
21. Flitz-Hugh J. H. Flow Induced Vibration in Heat Exchangers, UKAEA Research Group Rept. R-7238.
22. Osman R. M. Ammonia Plant Heat Exchanger Problems, AIChE Ammonia Plant Safety Symp., vol. 17, pp. 45-55, 1975.
23. Lux J. A. Water Treatment Corrosion & Cleaning of Steam Systems, AIChE Ammonia Safety Symp., vol. 15, pp. 6-11, 1973.
24. Ford T. W., Watson K. R. Corrosion Control in High Pressure Steam Generators, API 41st Mid-Year Meet. Preprint 47-76, 1976.
25. Huggett L. G., Piper L. Transfer of Silica in the Pressurized Steam Reforming Processes, in Materials Technology in Steam Reforming Processes, ed. C. Edeleanu, pp. 337-342, Pergamon, Oxford, 1966.
26. Osman R. M., Brandsman M. Combatting Cooling Water Corrosion & Fouling at RFC, ICI Operating Symp., Ampo 74, Paper 12, 1974.
27. Zels L. A., Lancaster J. F. Corrosion at Elevated Temperatures, AIChE Ammonia Safety Symp., vol. 16, pp. 117-126, 1974.
28. Schueler R. C. Metal Dusting, Hydrocarbon Process, vol. 51, p. 73, 1972.

РАЗДЕЛ 5.6

K §§ 5.6.1-5.6.6

1. Gorman D. J. Free Vibration Analysis of Beams and Shafts, pp. 168-175, Wiley-Interscience, New York, 1975.
2. Moretti P. M., Lowery R. L. Heat Exchanger Tube Vibration Characteristics in «No Flow» Condition, TEMA Experimental Program, Final Rept., September 1973.
3. NASTRAN, NASA Structural Analysis, General Purpose Finite Element Computer Program for Analyzing Structures. See The NASTRAN User's Manual, ed. C. W. McCormick, National Aeronautics and Space Administration No. NASA SP-222(01), Washington, D. C., 1973.
4. MacDuff J. N., Felgar R. P. Vibration Design Charts, Trans. ASME, vol. 79, pp. 1459-1474, October 1957.
5. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th ed., TEMA, New York, 1978.
6. Kissel J. H. Flow Induced Vibrations in Heat Exchangers—A Practical Look, 13th Natl. Heat Transfer Conf., Denver, AIChE Paper 8, 1972.
7. Withers J. G. Private correspondence, July 24, 1974.
8. Lee L. S. S. Vibration of U-Bend Segments of Heat Exchanger Tubes, Atomic Energy of Canada Ltd. Rept. AECL-3735, January 1971.
9. Kissel J. H. Private correspondence, August 8, 1977, and included in [5].
10. Den Hartog J. P. Mechanical Vibrations, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1956.
11. Colt R. L., Ritland P. D., Rabas T. J., Viscovich P. W. Moisture Separator-Reheaters: Entering the Second Decade, Two-Phase Flow in Turbines Short Course, Rhode-Saint-Genese, Belgium, Mmy 1974.
12. Grant I. D. R. Flow and Pressure Drop with Single-Phase and Two-Phase on the Shell-Side of Segmentally Baffled Shell-and-Tube Heat Exchangers, Natl. Engineering Laboratory Rept. 950, Glasgow, June 1975.
13. Chen Y. N. The Sensitive Tube Spacing Region of Tube Bank Heat Exchangers for Fluid-Elastic Coupling in Cross Flow, in Fluid Structure Interaction Phenomena in Pressure Vessel and Piping Systems, eds. M. K. Au-Yang and S. J. Brown, Jr., ASME Book C00130, PVP-PB-026, pp. 1-18, 1977.

14. Gross H. G. Untersuchung aerodynamischer Schwingungsmechanismen und deren Berücksichtigung bei der Auslegung von Rohrbündelwärmetauschern, dissertation, Technical University of Hannover, 1975.
15. Chen Y. N. Flow-Induced Vibration and Noise in Tube-Bank Heat Exchangers due to von Karman Streets, *J. Eng. Ind.*, vol. 90, pp. 134-146, 1968.
16. Chenoweth J. M., Kistler R. S. Tube Vibration in Shell-and-Tube Heat Exchangers, *AIChE Symp. Ser.*, vol. 74, N 174, pp. 6-14, 1978.
17. Owen P. R. Buffeting Excitation of Boiler Tube Vibration, *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 7, pp. 431-439, 1965.
18. Brothman A., Devore A., Hollar G. B., Horowitz A., Lee H. T. A Tube Vibration Analysis Method, *AIChE Symp. Ser.*, vol. 138, N 70, pp. 190-204, 1974.
19. Connors H. J. Jr. Fluidelastic Vibration of Heat Exchanger Tube Arrays, *J. Mech. Design*, vol. 100, N 2, pp. 347-353, 1978.
20. Colt R. L., Peake C. C., Lohmeyer A. Design and Manufacture of Large Surface Condensers—Problems and Solutions, *Proc. Am. Power Conf.*, 28th Annual Meet., April 1965, vol. 28, pp. 469-483, Illinois Institute of Technology, Chicago, 1966.
21. Shin Y. S., Wambsganss M. W. Flow Induced Vibration in LMFBR Steam Generators: A State-of-Art Review, Argonne Natl. Laboratory Rept. ANL-75-16, May 1975.
22. Hartlen R. T. Wind-Tunnel Determination of Fluidelastic-Vibration Thresholds for Typical Heat-Exchanger Tube Patterns, Ontario Hydro Rep. 74-309-K, August 1975.
23. Cher Y. N., Weber M. Flow-induced Vibration in Tube Bundle Heat Exchangers with Cross and Parallel Flow, in *Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers*, ed. D. D. Reiff, vol. 6, pp. 55-77, ASME, N. Y., 1970.
24. Barrington E. A. Experience with Acoustic Vibrations in Tubular Exchangers, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 69, N 7, pp. 62-68, 1973.
25. TEMA Vibration Data Bank, TEMA, New York, 1969 (proprietary).
26. HTRI Vibration Data Bank, Heat Transfer Research, Ind., Alhambra, Calif., 1972 (proprietary).
27. HTFS Vibration Data Bank, Heat Transfer and Fluid Flow Service, Harwell, U. K., 1974 (proprietary).
28. Chenoweth J. M. Flow-induced Tube Vibrations in Shell-and-Tube Heat Exchangers, ERDA Rept. SAN/1273-1, UC-93, February 1977.
29. Eilers J. F., Small W. M. Detuning Method for Tube Vibration in a Vertical Thermosiphon Reboiler, *Chem. Eng. Prog.*, vol. 69, N 7, pp. 57-61, 1973.

Азот, свойства:

газа 238
на линии насыщения 233
Аммиак, свойства на линии насыщения 266
Анализ пластических деформаций в расчете на прочность 263
— упругих деформаций в расчете на прочность 262—263
Аналитическое решение для фазового равновесия неуглеводородных веществ групповым методом 170
Англин, свойства на линии насыщения 223
Аргон, свойства на линии насыщения 226
Асимметричное приращение нагрузки в теплообменниках 263—266
Ацентрический фактор:
для углеводородов 166
определение 148
Ацетилен, свойства на линии насыщения 211
Ацетон, свойства на линии насыщения 224
Бензол, свойства на линии насыщения 208
Бенедикта — Вебба — Рубина, уравнение состояния 152
применение для углеводородов 170
Биметаллические трубы для кожухотрубных теплообменников 281
Бинарные смеси:
конденсаторы для них 59—60
константы для теплотехнических расчетов 164—181
1,2-бутадиен, свойства на линии насыщения 213
1,3-бутадиен, свойства на линии насыщения 214
n-бутан, свойства на линии насыщения 203
n-бутанол, свойства на линии насыщения 216
Вальцовая сушилка 137
Ван-дер-Ваальса, уравнение состояния 151
Вентиляторы в воздухоохлаждаемых теплообменниках:
выбор типа и габаритов 95
конструкция привода 95—96
потребляемая мощность 95
Вертикальные трубы в теплообменнике:
при движении потока вверх 56—57, 67
— — вниз 56, 66
с конденсацией на наружной поверхности 59, 67
Взаимное расположение перегородок и труб в кожухотрубном теплообменнике 36—38
Взрывная сварка для крепления труб в трубных досках 291
Виды разрушений, учитываемые при расчете теплообменника на прочность 261—262
Влияние конвекции при обтекании пучков труб в камерных ребойлерах 77
Вода, свойства в зависимости от температуры и давления 242—245
вязкость динамическая 244
— кинематическая 245
излучательная способность паров 252
коэффициент объемного расширения 244
плотность 243
свойства на линии насыщения (0—90 °C) 242, (0—350 °C) 243—245
температуропроводность 245
термодинамические свойства перегретых паров 234
удельная теплоемкость при постоянном давлении 243
число Праудтля 245
Водород, свойства:
пароводорода, газа 237
на линии насыщения 230
термодинамические, перегретого газа 237
Водяной пар, свойства 241
Воздух, свойства:
газа 240
на линии насыщения 225

Воздухоохлаждаемые теплообменники:

конструкция для холодных климатических условий 297—298
механический расчет 293—298
номенклатура 294—295
подача воздуха:
вентиляторами 89, 95—96
естественной тягой 89, 96
системы оребренных труб 90
тепловой расчет 93—94
элементы конструкции 297—298
эффективность работы 89
Вспомогательные механические средства в теплообменниках 8—9
Выбор теплообменного оборудования:
испарителей 68—71
кожухотрубных парогенераторов (ребойлеров) 73—76
конденсаторов 56—58
общие замечания 3—8
сушильной установки 135—138
Вязкий излом как вид разрушения в теплообменнике 261—262
Вязкость:
воды (жидк.) 244—245
многокомпонентных смесей 174—175
насыщенных жидкостей и паров 200—234
чистых веществ:
газов 158
Газообразное топливо, свойства 112
Газы:
p-V-T-данные 149—152
излучательная способность продуктов сгорания 114, 251
— — таблицы 251
свойства на линии насыщения 200—235
— переноса 158—163
— теплофизические 152—163
n-гексан, свойства на линии насыщения 205
Гелий, свойства на линии насыщения 229
— термодинамические газа 235
Гелий-4, свойства газа 235
n-гептан, свойства на линии насыщения 205
Гиббса, правило фаз 164
Гибридные градиры 133—135
испарительно-сухие
с вспомогательной тягой 134
с замкнутым контуром охлаждения 134—135
сухие 133—134
Гидростатические испытания кожухотрубных теплообменников 292
Головки теплообменников:
особенности конструирования и изготовления 287
конструкции:
на высокие давления 280
канальный на болтах 280
— сварной 280
типа колпака 280
Горизонтальные и камерные термосифонные ребойлеры:
параметры, преимущества и недостатки 74—75
тепловой расчет 76—79
влияние конвекции вблизи пучков труб 77
— — под действием внешних сил 77
критически тепловой поток и пленочное кипение 76
смеси 77
эффективная разность температур 77
Горизонтальные трубы, конденсация:
на внутренней поверхности 60—61
на наружной поверхности 61
в конденсаторах с конденсацией на внутренней поверхности 57—58
— — — — — наружной поверхности труб 58—59

Градиры:

гибридные 133
испарительные 134
с вспомогательной тягой 134
с замкнутым контуром охлаждения 134
сухие 133—134
с вынужденной тягой 131
с естественной тягой 128—131
тепловой расчет 121—128, 132—133
выбор насадки 126
параметры воздуха на выходе 127—128
теоретические основы 122—126
теплогидравлический расчет 129—131
Графит, плотность 128
Групповой метод расчета фазового равновесия (см. Аналитические решения для фазового равновесия)
Даутерм А, свойства на линии насыщения 224
Даутерм J, свойства на линии насыщения 225
Двуокись углерода, свойства:
газа 235
на линии насыщения 227
Двухфазные потоки: применение пластинчатых теплообменников 88
n-декан, свойства на линии насыщения 207
Демпфирующая способность материала 199
Джей (G), кожуха кожухотрубного теплообменника, описание (см. ТЕМА)
Джи (z), класс кожуха кожухотрубного теплообменника, описание (см. ТЕМА)
Диаграмма Моля для влажного воздуха 138—140
Диметилпропан (неопентан), свойства на линии насыщения 202
Дисперсные рабочие тела теплообменников:
двухкомпонентные композиции 181
нефти 182
суспензия ядерного топлива 181—182
Диффузия, коэффициенты:
в газах 180
в жидкостях 180
Диэлектрики, теплопроводность 190
Днища, отверстия в теплообменниках, основы расчета на прочность 271
Дуговая сварка, использование для крепления труб в трубных досках кожухотрубных теплообменников:
на внешней поверхности 290
на внутренней поверхности 291
Жалюзийные ребра в пластинчатом теплообменнике 97
Жесткость колец в кожухотрубном теплообменнике 265
Жидкие и твердые топлива, свойства 112
Жидкости, физические свойства:
вязкость 159
на линии насыщения 200—234
поверхностное натяжение 163—164
таблицы свойств 200—252
температурный коэффициент расширения 159—160
теплоемкость удельная 149
теплопроводность 156
Зависимость вязкости жидкостей:
от температуры 159
от давления 160
Зависимость p-V-T для индивидуальных жидкостей и газов 149—152
Затухание колебаний в системе при обтекании труб 324
Змеенки Хемптона 312
Зонная модель точки 118—120
Излучательная способность:
газов, таблицы 251
рассеивающих и поглощающих материалов 195
твердых тел:
абсолютно черного тела 192
диэлектриков 194
проводников 194

- Изобутан, свойства на линии насыщения 203
 Изопентан, свойства на линии насыщения 204
 Икс (X), класс кожуха кожухотрубного теплообменника, описание 28
 Интенсификация теплообмена:
 в кожухотрубных парогенераторах (ребойлерах) 79
 в кожухотрубных теплообменниках с помощью низких наружных ребер на трубах 54—55
 Испаритель:
 горизонтальный с кипением в межтрубном пространстве 68
 с вертикальными длинными трубами 69
 с двойным пучком труб 279
 с кипением в горизонтальных трубах 71
 с подъемной циркуляцией 70
 типа корзины 68
 Истинная разность температур для теплообменника типа «труба в трубе» 20
 Кавитация как источник повреждения теплообменника 317
 Камерные ребойлеры:
 конструкционные особенности 278
 параметры, преимущества и недостатки 74
 тепловый расчет 76—79
 критический тепловой поток и пленочное кипение 78
 конвекция в пучке труб 77
 — под действием внешних сил 77
 оребренные трубы 79
 пленочное кипение 78
 пузырьковое кипение в одиночной трубе 76
 распределение потока и гидравлика 79
 сепарация пара 79
 смеси 77
 эффективная разность температур 77—78
 Камерные сушилки 136
 Канальный типа головка кожухотрубного теплообменника 280
 Капиллярные структуры тепловой трубы:
 конструкция 109—110
 эффективная теплопроводность 107—108
 Кеслера — Ли, уравнение состояния 152
 Кислород, свойства:
 газа 238
 на линии насыщения 233
 Клапейрона — Клаузиуса, уравнение 153—154
 Кожух кожухотрубного теплообменника:
 внутренний диаметр, стандарты:
 США на основе дюйма 30
 метрический для теплообменника с плавающей трубой 31
 метрический для теплообменника с фиксированной трубой 31
 перегородки, конструкция и тепловой расчет:
 зазоры 284
 максимальный шаг 285
 опорные 284
 толщина 2—84
 принципы расчета 266—267
 Кожухотрубный теплообменник:
 головка канального типа 280
 конденсация в теплообменнике 56—59
 механический расчет:
 основные принципы 260—272
 особенности конструирования и изготовления 287—293
 особенности, связанные с теплообменом 281—287
 описание конструкции 5—6
 перегородки в кожухе: конструкция, тепловой расчет (см. Кожух кожухотрубного теплообменника)
 приближенный теплогидравлический расчет:
 среднего, коэффициента теплоотдачи 13
 средней разности температур 12
 типичные значения коэффициента теплообмена, таблицы 14—16
 эффективная поверхность теплоотдачи 16—17
 Колберна критерияльное уравнение применительно к кожухотрубным теплообменникам 22
 в компактных теплообменниках 98—99
 для идеальных пучков труб 46
 Кольцевой распределитель потока в кожухотрубном теплообменнике 35
 Компактные теплообменники:
 геометрические параметры 97
 модификация для нескольких теплоносителей 103
 процесс конденсации и испарения 103—104
 расчет коэффициента трения 101
 расчет теплоотдачи 100
 формы пластинчато-ребристых поверхностей 99
 Компенсаторы, расчет на прочность:
 конструкции 291
 основы 270
 Конвейерные сушилки 136
 Коинекция, влияние на теплоперенос в камерных ребойлерах 77
 Конденсаторы:
 проектирование:
 предварительный выбор 55—56
 с конденсацией внутри вертикальных труб из исходящего потока 56
 с конденсацией на внешней поверхности горизонтальных труб 58—59
 с конденсацией внутри горизонтальных труб 57—58
 расчет теплоотдачи при конденсации: внутри труб 60—62
 на наружной поверхности вертикальных труб 62
 — — — горизонтальных труб 61—62
 на оребренных трубах 62
 при переохлаждении конденсата 62—63
 смеси 62—63
 типы 56—59
 Конденсация, расчет теплоотдачи:
 в компактном (пластинчато-ребристом) теплообменнике 103—104
 в пластинчатом теплообменнике 88—98
 на внешней поверхности горизонтальных и наклонных труб 60—62
 смесей паров 62
 Коническая головка теплообменника 280
 Конические кожухи, расчет на прочность 267
 Конструирование теплообменников:
 основные определения 4—5
 приближенный расчет кожухотрубных теплообменников:
 определение коэффициента теплоотдачи 13—16
 основные расчетные соотношения 12
 пример расчета 17—18
 средняя разность температур 12—13
 теплопередающая поверхность 17
 принципы:
 алгоритм расчета, пример 11—12
 критерии выбора конструкции 10—11
 типы и назначение:
 блочные 310
 воздухоохлаждаемые 7—8
 кожухотрубные 5—6
 контактные 311
 корпусные 7
 матричные 8
 пластинчато-ребристые 8
 пластинчатые
 с вспомогательными механическими средствами 8—9
 с двойными трубами 308
 спиральные 7
 с погружением труб и панелей 308
 Конструктивные материалы теплообменников:
 в отсутствие коррозионного воздействия среды 314
 при коррозионном воздействии среды 314—316
 сплавы:
 на основе меди 316
 на основе никеля 316
 стали:
 аустенитные и хромистые 316
 низколегированные, углеродистые 314, 315
 феррохромистые, нержавеющие 315
 трубы 314
 Конструкционные сплавы (см. Сплавы конструкционные для теплообменников)
 Коррозионная эрозия 317
 Коррозия:
 в котлах-утилизаторах 319—320
 в присутствии газа и пара 320
 вследствие загрязнений 320
 вследствие разделения фаз 320
 из-за образования паровой подушки 319
 кавитационная 317
 сварных швов 320
 типа металлического распыления 320
 Коэффициент гидравлического сопротивления в теплообменниках:
 компактных (пластинчато-ребристых) 100—101
 пластинчатых 83—84
 типа «труба в трубе» (со стороны кожуха) 21
 Коэффициент диффузии:
 в газах 180
 в жидкостях 180
 Коэффициент поглощения (см. Излучательная способность)
 Коэффициенты переноса:
 жидких и газовых смесей 174—177, 179
 реологически сложных систем 183, 185, 187
 чистых жидкостей 158—163
 Коэффициенты теплопередачи:
 в испарителях 73
 в теплообменниках:
 воздухоохлаждаемых 92—93
 кожухотрубных со стороны кожуха 22
 компактных (пластинчато-ребристых) 98—103
 пластинчатых 84
 Крепление концов труб в трубных досках:
 взрывной сваркой 291
 взрывным вальцеванием 290
 Критерий Прандтля (см. Прандтль число)
 Критическая температура:
 расчет методом инкрементов Лидерсена 148
 смесей, расчетные формулы 167
 смесей углеводородов 169—170
 часто используемых веществ 148
 Критический объем 148
 Критический тепловой поток:
 в испарителях 73
 в камерных ребойлерах 78
 в ребойлерах с продольным потоком 79—80
 Критическая плотность часто используемых жидкостей 200—234
 Критическое давление:
 индивидуальных веществ 148
 расчетные формулы для смесей 167
 смесей углеводородов 169—170
 уравнение Кеслера — Ли 152
 часто используемых жидкостей и газов, таблицы 200—234
 Круглого сечения трубы:
 в кожухотрубном теплообменнике с однофазным потоком 27—40, 45—48
 в конденсаторе 55—67
 расчет на прочность 270
 т-кислород, свойства на линии насыщения 209
 о-кислород, свойства на линии насыщения 210
 р-кислород, свойства на линии насыщения 210
 Магнитные поля, влияние на свойства реологически сложных систем 186—187
 Маркела, уравнение для расчета градиента (см. Уравнение Маркела)
 Металлы, плотность 188
 Метан, свойства на линии насыщения 201
 Метанол, свойства на линии насыщения 214
 Метилацетат, свойства на линии насыщения 221
 Метил-трет-бутиловый эфир, свойства на линии насыщения 220
 Метод Делаверского университета (США): модификация, положенная в основу рекомендуемого метода 25—27
 описание 24
 Метод инкрементов Лидерсена для определения критических параметров 148
 Методы расчета на прочность:
 анализ деформаций пластичных — — — упругих 262
 Механические средства интенсификации теплоотдачи в теплообменниках 8—9
 Механический расчет пластинчатого теплообменника:
 анализ нагружения каркаса 301—302
 каркас 301
 материалы и возможность штамповки 301
 особенности конструирования пластин 298
 прокладки и их свойства 300
 Механический расчет теплообменника с воздушным охлаждением 293
 смесители 8
 скреперные теплообменники 8—9
 Многокомпонентные смеси:
 кипение в камерных ребойлерах 77

- конденсаторы для них 59, 60
коэффициенты диффузии 180
межфазное натяжение 177—179
теплофизические свойства 174—180
термодинамические свойства 169—174
фазовые равновесия 164
- Многоступенчатое испарение 71
- Модели для расчета горения в топках 115—120
- Модель перемешанного потока (топка) 115—117
- Модель стержневого течения (топка) 117—118
- Молекулярный вес:
вычисление по уравнению Кеслера — Лн для смеси углеводородов 152
широко используемых жидкостей и газов 200—234
- Нагреватель технологический с топкой 110
- «Нагрузка — растяжение», зависимость для твердых тел 197
- Нагрузки и напряжения в теплообменниках 260
- Напряжения механические:
кривая деформации 197
типы в теплообменниках 259—260
- Насыщенные жидкости и газы, физические свойства 200—234
- Насыщенные пары, давление в зависимости от температуры 152—154
- Неметаллические материалы конструкционные для теплообменников 317
- Неньютоновские потоки жидкостей, свойства 181—187
- Неон, свойства:
газа 251
на линии насыщения 232
- Неопентан, свойства на линии насыщения (см. Диметилпропан)
- Нефть, свойства 182
- п-нолан, свойства на линии насыщения 206
- Нуссельта критерий применительно к пластинчатому теплообменнику 84
- Оболочечные элементы конструкции, расчеты на прочность 260—261
- Ограничения на рабочие параметры тепловой трубы 108
- Окна сегментных перегородок в кожухотрубном теплообменнике, расчет проходного сечения 40—41
- п-октан, свойства на линии насыщения 206
- Организация ходов в пластинчатом теплообменнике 86
- Органические твердые вещества, плотность 189
- Оребренные пучки труб:
в воздухоохлаждаемых теплообменниках 11
в камерных ребойлерах 79
- Охладители, конструкция 278—279
- Параметры байпасного потока между пучком труб и кожухом в кожухотрубном теплообменнике 41—42
- учет вклада в теплоперенос и потерю давления 43
- Параметры групповых вкладов в методе PFGC расчета смесей 251
- Паровые котлы:
конструкции 111
теплоотдача в топке 111—114
- п-деитон, свойства на линии насыщения 204
- Перегородки в кожухотрубном теплообменнике:
зазоры 284
максимальный шаг 284
опорные 283
продольные 284
толщина 284
- Перегретые газы, термодинамические свойства 234—242
- Переохлаждение конденсата в конденсаторах, расчет 62—63
- Пластинчато-ребристые теплообменники (см. Компактные теплообменники)
- Плотность:
воды (жидк.) 243
многокомпонентных смесей жидкостей 174
насыщенных жидкостей и паров 200—234
углеводородов 188—189
твердых веществ 188—189
графита и углерода 188
металлических сплавов 188
органических веществ 189
- Пластинчатые теплообменники:
конструкция и область применения 81—82
общие сведения 6—7
отложения 87—88
пластинчато-корпусная конструкция 7
пластинчато-рамочная конструкция 6—7
применение для двухфазных потоков 88—89
размещение пластин 86—87
расчет гидравлических характеристик 85—86
спирально-пластинчатая конструкция 7
тепловое перемешивание 88
типы гофрированных пластин 82—83
факторы, определяющие конструкцию пластин 84—88
- Пластические деформации 263
- Пленочное кипение в ребойлерах с продольным потоком 79
- Поверхностное натяжение:
методика оценки 163—164
насыщенных веществ, таблицы 200—234
смесей 177—178
- Повреждения теплообменников:
причины 317, 321
труб с перегорками 319
ударные повреждения 317
- Повторное сжатие пара в испарителе 72
- Покрытия антикоррозионные теплообменников 317
- Полимерные материалы, физические свойства 184—186
- Полочная сушилка 136
- Правило Трутона 153
- Прандтля, число:
для воды (жидк.) 163
для газа 162
для жидкостей 245
для насыщенных паров 200—234
в кожухотрубном теплообменнике со стороны кожуха 39
- Предельный внешний диаметр кожухотрубного теплообменника 285
- Предотвращение коррозионной эрозии 318
- Поперечное обтекание:
в градирнях 121—128
вибрации, вызванные потоком теплоносителя 324
в теплообменниках:
воздухоохлаждаемых 91—95
кожухотрубных 41
- Поправка на входной участок при расчете теплоотдачи кожухотрубного теплообменника 44—45
- Потери давления:
в градирнях:
в насадке 130
суммарная 127
в испарителях 76
в теплообменниках:
кожухотрубном (межтрубном пространстве) 23—41
компактном 102—103
пластинчатом 84
типа «труба в трубе» 21—22
- Потери на трение:
в теплообменниках:
пластинчатом 84—85
пластинчато-ребристом 98—99
типа «труба в трубе» 21—22
при обтекании идеальных пучков труб 45—45
- Продольные ребра в теплообменниках типа «труба в трубе»:
конструкция 18—19
расчет параметров 21
- Пропан, свойства:
газа 239
на линии насыщения 202
- 1-пропанол, свойства на линии насыщения 215
- 2-пропанол, свойства на линии насыщения 215
- Пропилен, свойства:
газа 239
на линии насыщения 212
- Пропиленовый ангидрид, свойства на линии насыщения 221
- Протечки между кожухом и перегородкой в кожухотрубном теплообменнике 42
- Протечки теплоносителя в кожухотрубном теплообменнике 28
- Противоударные пластины:
в кожухотрубном теплообменнике 34—35
- в конденсаторе 58
- Профили гофрированных пластин в пластинчатых теплообменниках с шеэронным гофром 83—85
- Процесс сушки кирпичей 144—146
- Прямоугольные ребра в пластинчатом теплообменнике 97
- Пузырьковое кипение в ребойлерах:
камерных 76
с продольным потоком 79
- Пучки труб, параметры в кожухотрубном теплообменнике 30, 32, 45—48
- Пучки U-образных труб 32, 39
- Рабочая жидкость, выбор для тепловых труб 108—109
- Рабочие поверхности конденсаторов, конденсация на наружной поверхности труб 58, 59
- Распределение пароводяной смеси 72—73
- Распределение в пластинчатом теплообменнике:
температуры 85
потока по соединительным патрубкам 87
- Расчет кожуха теплообменника с нижними наружными ребрами 54—55
- Расчет термодинамических свойств смесей методом UNIFAC 172
- таблицы постоянных для расчета 249
- Редлиха — Квоинга, уравнение состояния 151—152
- применение для углеводородов 169
- Редлиха — Квоинга — Соува, уравнение состояния 152
- Ребойлеры 73—81
потери давления 81
расчет тепловой 76—81
- Рейнольдса, число для потока со стороны кожуха в кожухотрубном теплообменнике 39
- Рекомендуемый метод теплогидравлического расчета кожухотрубных теплообменников 24
- Ректификационные колонны, размещенные в них ребойлеры 74
- Ретроградное поведение смеси на фазовой диаграмме 166
- Ротационная сушилка 137
- Ртуть, свойства:
газа 237
насыщенного пара 232
- Саудерса уравнение для вязкости жидкостей 159
- Седлообразные опоры теплообменников как источник асимметричного приложения нагрузки 263—266
- Сепараторы, используемые в испарителях 72
- Сепарация пара в камерных ребойлерах 77
- Сероводород, свойства на линии насыщения 231
- Сильфоны (см. Компенсаторы)
- Скорость потока массовая, максимальная в кожухотрубном теплообменнике 39
- Смазочные материалы, физические свойства:
классификация 182
масла 183
пластичные смазки 183—184
полимеры 185
смазочно-охлаждающие жидкости 184
- Состояния, уравнение Ван-дер-Ваальса 151
- Со спиральной пластиной, теплообменник 310
- Сплавы конструкционные для теплообменников:
на основе меди 316
на основе никеля 316
- Сравнение эффективности поверхностей различной формы в компактном теплообменнике 101
- Средняя арифметическая разность температур, определение 12—13
- Средняя разность температур:
камерного ребойлера 77
кожухотрубного теплообменника 39
конденсатора 64—65
определение 4—5
- Стали конструкционные для теплообменников (см. Конструкционные материалы теплообменников)
- Стандарт ассоциации изготовления трубчатых теплообменников США (см. ТЕМА)
- Стептона, число для расчета теплообмена 22
- Стерженьковые турбулизирующие ребра в пластинчатых теплообменниках 97—98
- Стяжки и распорки в кожухотрубном теплообменнике 285
- Сферические оболочки, расчет на прочность 266

- Струйно-ударная сушилка 136
Ступенчатый или шевронный гофр в качестве обрешетки в пластинчатых теплообменниках, 82, 83
Сухие градиры 89, 96, 120—135
Сушильные установки:
время сушки однородного материала 142—146
классификация 136—138
вальцовая 137
полочная 136
ротационная 136
с пневмососом 137
с псевдооживлением 137
струйно-ударная 136
туннельная 136
дентробежная 137
общее описание 135
характеристика процесса 138—141
диаграмма Молье 139
температура влажного термометра 138—139
Сушка кирпичей (см. Процесс сушки кирпичей)
- Твердые вещества, физические свойства:
излучательная способность 192—196
диэлектриков 194—195
проводников 194
рассеивающих и поглощающих материалов 195—196
плотность 188—189
теплоемкость 189—190
теплопроводность 190—192
диэлектриков 190—191
полупроводников 192
проводников 191
упругие свойства:
анизотропия 198—199
демпфирующая способность 199
диаграмма «напряжение — деформация» 197—198
изотропных материалов 198
статические и динамические 197
- Твердые топлива, свойства 112
ТЕМА (стандарт ассоциации изготовителей трубчатых теплообменников, США):
классификация кожухов 28
рекомендуемые параметры (для однофазного потока):
диаметры кожуха 30
— труб 31
крепление труб 31
— трубных пучков в кожухе 36—37
шаг пучков труб 31
типы конструкций, обозначения 273—281
- Температура влажного термометра 138—139
Температурная зависимость вязкости жидкостей 159
Температурный коэффициент объемного расширения:
воды (жидк.) 244
газов 151
жидкостей 150
насыщенных жидкостей, таблицы 200—234
Температуропроводность воды в жидком состоянии 245
Тепло- и массообмен в градирах, расчет 121—128
Тепловое перемешивание в пластинчатом теплообменнике 88
Тепловой расчет градири с механической тягой 132—133
Тепловые трубы:
введение 105—106
механический расчет 312—313
осевой поток тепла и ограничение рабочих параметров 108
распределение температуры и радиальный тепловой поток 107—108
характеристики капиллярных структур 109—110
циркуляция и перенос тепла 105—106
Теплогидравлический расчет потока в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника, методы:
аналитические 23
интегральные 23—24
Теплоемкость (см. Удельная теплоемкость)
Теплообменники:
область применения 18—19
расчет параметров 18—21
типы 5—9
эксплуатация 21—22
конденсаторы 55—67
пластинчатые 83—88
воздухоохлаждаемые, тепловой расчет 89—94
компактные (пластинчато-ребристые) 96—104
кожухотрубные, тепловой расчет 23—27
Механический расчет элементов:
основные принципы 260—278
методы анализа 262—267
кожухов 266—267
компенсаторов 270
трубных досок 267—269
труб 270
фланцев 270
конструкционные материалы 313—317
коррозия и другие виды повреждения 317—321
Теплообменники с воздушным охлаждением:
для холодных климатических условий 297
механический расчет 293
факторы структурного проектирования 297
элементы конструкций 295
Теплообменники с двойными трубами 308
Теплообменники с плавающей головкой кожухотрубные:
конструктивные особенности 276—278
конструкция фланцев 288
расчет на прочность, методика 267—268
с внешним уплотнением 278
с головкой, извлекаемой из кожуха 277
с уплотняющим кольцом для смазки 277—278
Теплообменники со штыковыми трубами, особенности конструкций 279
Теплообменники типа «труба в трубе»:
конструкция, расчет тепловой 19
параметры обрешеченных труб 21
потери давления 21
принципиальная схема 5
Теплоотдача (см. Коэффициент теплоотдачи)
Теплопроводность:
воды (жидк.) 242, 243
дисперсных систем:
двухкомпонентных 181
нефти 182
суспензий ядерного топлива 181—182
индивидуальных жидкостей 162
многокомпонентных насыщенных паров и жидкостей 200—234
полимеров 185
смазочных материалов:
масляных смазочно-охлаждающих жидкостей 184
пластинчатых смазок 183
смесей 176
полимеров 185
реологически сложных систем 185—187
твердых тел 190—192
диэлектриков 190
полупроводников 191
таблицы 253—254
фононный вклад 190—191
Теплота испарения:
расчет 153—154
таблицы 200—234
Термические напряжения:
в кожухах теплообменников 266—267
в трубных досках 269
Термодинамические свойства:
насыщенных жидкостей 200—234
перегретых газов 234—242
Термосифон как аналог тепловой трубы 105
Технологический нагреватель с горизонтальными трубами 110
Типы гофров в пластинчатых теплообменниках 298—299
Типы кожухотрубных теплообменников в стандарте ТЕМА 28
Титан, материал для теплообменников 316
Толуол, свойства на линии насыщения 209
Томаса уравнение для вязкости жидкости 159—160
Топки паровых котлов 111
теплообмен:
зонная модель 118—120
источник теплоты 111
модель стержневого течения 117
модель перемешанного потока 115
теплопередача в теплоприемнике 115
теплоприемники 114—115
- Топливо, таблицы свойств:
газообразное 112
жидкое 112
Торондальные оболочки, расчет на прочность 267
Точка плавления широко используемых жидкостей 200—234
Трет-бутыловый спирт, свойства насыщенного пара 216
Треугольные ребра в пластинчатом теплообменнике 97
Трубинные доски кожухотрубных теплообменников:
напряжение и кручение кромок неперфорированных пластин 268
напряжения в перфорированных пластинах 269
напряжения термические 269—270
основные принципы расчета 267—270
особенности конструкции 289
пластины, соединенные трубами 268—269
эквивалентные пластины 267—268
Трубы:
биметаллические 281
выбрав в пучках 321
в кожухотрубном теплообменнике:
крепление концов 290
особенности конструкции, связанные с теплообменом 281
трубные доски 289—290
диаметр в толщину 281
материалы и коррозия 313—320
расчет механический 270
— на прочность 270
теплопроводность типичных материалов 31
уравнение Колберна для теплообмена при внешнем обтекании 22
шаг 281
Трутона, правило, для определения теплоты испарения (см. Правило Трутона)
Туннельная сушка 136
Углеводороды, свойства:
на линии насыщения 165
термодинамические 169—174
Удельная теплоемкость:
воды (жидк.) 243
индивидуальных газов и жидкостей 155—158
многокомпонентных смесей 176—177
твердых тел 189—190
Удельная энтальпия:
насыщенных жидкостей и паров 200—234
перегретых газов 234—242
Удельный объем:
воды (жидк.) 243
индивидуальных газов и жидкостей 149
многокомпонентных смесей 169, 174
насыщенных жидкостей 200—234
полимеров 185
твердых тел 189—190
Уксусная кислота, свойства на линии насыщения 223
Упругая анизотропия вещества 198
Упругие деформации, анализ 262
Упругие свойства твердых тел:
введение 196
демпфирующая способность 199
изотропных 198
кривая «напряжение — деформация» 197
коэффициенты упругости, таблицы 258
модули Юнга квазистатические, таблицы 258
статические и динамические 197
Уравнение Колберна для теплообмена при внешнем обтекании пучка труб 22
Уравнение Маркела для расчета градири 121—122
Уравнение Саудерса для зависимости вязкости жидкости от температуры 159
Уравнение состояния:
Венедикта — Этбора — Рубина 152
Ван-дер-Ваальса 151
Ли — Кеслера 152
Редлиха — Квонга 151
Редлиха — Квонга — Соува 152
Уравнения критического теплового потока для пучка труб в кожухотрубном реакторе 78
Усталостные разрушения 318
Учет прямого при многоходовом течении с большим числом ходов 86
Фазовая диаграмма для типичной смеси — природного газа 166

- Фазовые равновесия смесей:
жидкость — пар 164
неуглеродных 166
с неопределенным числом компонентов 167
углеводородов 165
- Фенол, свойства на линии насыщения 217
- Физические свойства:
индивидуальных жидкостей и газов 148—164
реологически сложных систем 180—188
смесей жидкостей и газов 165—180
таблицы 200—258
твердых тел 188—209
- Фланцевые соединения в кожухотрубном теплообменнике 288—289
- Фланцы, принцип расчета на прочность 270—271
- Фононный вклад в теплопроводность твердых тел 190, 191
- Фтор, свойства на линии насыщения 229
- Фтористый водород, свойства на линии насыщения 231
- Хладагенты, свойства на линии насыщения:
№ 12 217
№ 12 218
№ 21 218
№ 22 219
- Хлор, свойства на линии насыщения 228
- Хлористый водород, свойства на линии насыщения 230
- Хлороформ, свойства на линии насыщения 222
- Ходы в трубном пространстве, образования перегородками в корпусе 283
учет прямотока при многоходовом течении с большим числом ходов 86
число ходов 282
- Центробежная сушилка 137
- Циклогексан, свойства на линии насыщения 208
- л-циклопентан, свойства на линии насыщения 207
- Цилиндрический технологический нагреватель с топкой 110
- Четыреххлористый углерод, свойства на линии насыщения 228
- Число единиц переноса (NTU):
в воздухоохлаждаемом теплообменнике 9
в градирне 126
- Шиековаго типа, теплообменник 311
- Элементы конструкции теплообменных аппаратов 260—261, (см. Конструкция теплообменников)
- Эрозия (см. Предотвращение коррозионной эрозии)
- Этан, свойства:
газа 236
на линии насыщения 201
- Этилацетат, свойства на линии насыщения 222
- Этанол, свойства на линии насыщения 214
- Этилбензол, свойства на линии насыщения 211
- Этилен, свойства:
газа 236
на линии насыщения 212
- Этиленовый ангидрид, свойства на линии насыщения 220
- Этиловый спирт, свойства на линии насыщения 219
- Эф (F), класс кожуха кожухотрубного теплообменника, описание (см. ТЕМА)
- Эффективная площадь поверхности теплоотдачи в кожухотрубном теплообменнике, диаграммы 16
- Эффективная теплопроводность капиллярной структуры тепловой трубы 107—108
- Юнга, модуль:
определение 198
таблицы 255

СОДЕРЖАНИЕ ПЕРВОГО ТОМА

ПРЕДИСЛОВИЕ

ЧАСТЬ 1

ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Предисловие

Раздел 1.1. Описание типов теплообменников

Раздел 1.2. Определения и количественные соотношения для расчета теплообменников

Раздел 1.3. Аналитические решения уравнений, описывающих процессы в теплообменниках

Раздел 1.4. Методы численного решения уравнений для теплообменников

Раздел 1.5. Диаграммы для определения средней разности температур при типичных для промышленных теплообменников схемах движения теплоносителей

ЧАСТЬ 2

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ТЕПЛООБМЕН

Предисловие

Раздел 2.1. Основы теории тепло- и массообмена

Раздел 2.2. Течение однофазной жидкости

Раздел 2.3. Течение и потери давления многофазных сред

Раздел 2.4. Теплопроводность

Раздел 2.5. Теплообмен при однофазной конвекции

Раздел 2.6. Конденсация

Раздел 2.7. Кипение и испарение

Раздел 2.8. Теплообмен в системах газ — твердые частицы

Раздел 2.9. Теплообмен излучением

СОДЕРЖАНИЕ ВТОРОГО ТОМА

ЧАСТЬ 3

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Введение 3

Раздел 3.1. Расчет и конструирование теплообменников 4

3.1.1. Основные понятия 4

3.1.2. Типы теплообменников 5

3.1.3. Принципы конструирования 9

3.1.4. Приближенный расчет кожухотрубных теплообменников 12

Раздел 3.2. Теплообменники «труба в трубе» 18

3.2.1. Область применения 18

3.2.2. Расчет параметров 19

3.2.3. Эксплуатация 21

Раздел 3.3. Кожухотрубные теплообменники с однофазными потоками 22

3.3.1. Общие положения 22

3.3.2. Методы теплогидравлического расчета потока в межтрубном пространстве 23

3.3.3. Рекомендуемый метод 25

3.3.4. Конструирование кожухотрубных теплообменников 27

3.3.5. Исходные данные и рекомендуемые значения 29

3.3.6. Расчеты вспомогательных параметров 40

3.3.7. Соотношения для расчета теплоотдачи и потерь давления в идеальных пучках труб 45

3.3.8. Расчет коэффициентов теплоотдачи и потерь давления в межтрубном пространстве 48

3.3.9. Теплообменники с сегментными перегородками 49

3.3.10. Расчет разных конструкций кожуха и пучков труб 54

Раздел 3.4. Конденсаторы 55

3.4.1. Выбор типа конденсатора 53

3.4.2. Типы конденсаторов 56

3.4.3. Конденсация смесей 57

3.4.4. Расчет теплопередачи 60

3.4.5. Потери давления 63

3.4.6. Средняя разность температур 64

3.4.7. Проектирование 65

Раздел 3.5. Испарители 68

3.5.1. Введение 68

3.5.2. Типы испарителей 68

3.5.3. Схемы подключения 71

3.5.4. Особенности конструкции 72

3.5.5. Оценка коэффициентов теплоотдачи и потерь давления 73

Раздел 3.6. Кожухотрубные парогенераторы (рейбойперы) 73

3.6.1. Введение 73

3.6.2. Тепловой расчет 76

3.6.3. Потери давления 81

Раздел 3.7. Пластинчатые теплообменники 81

3.7.1. Конструкции и применение 81

3.7.2. Типы гофрированных пластин 82

3.7.3. Коэффициенты гидравлического сопротивления	83	Раздел 3.13. Сушильные установки	135
3.7.4. Коэффициенты теплоотдачи	84	3.13.1. Введение	135
3.7.5. Факторы, определяющие характеристики пластин	84	3.13.2. Процесс сушки и его характеристики	138
3.7.6. Расчет теплогидравлических характеристик при течении между пластинами	85	3.13.3. Определение скорости сушки	141
3.7.7. Размещение пластин и поправочные коэффициенты	86	3.13.4. Определение времени сушки при однородной структуре материала	142
3.7.8. Отложения	87	ЧАСТЬ 4	
3.7.9. Тепловое перемешивание	88	ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ, ГАЗОВ И ТВЕРДЫХ ТЕЛ	
3.7.10. Применение для двухфазных потоков	88	Предисловие	
Раздел 3.8. Воздухоохлаждаемые теплообменники	89	Раздел 4.1. Свойства чистых жидкостей	147
3.8.1. Типы воздухоохлаждаемых теплообменников	89	Введение	147
3.8.2. Системы оребренных труб для воздушных охладителей	90	4.1.1. Критические параметры	148
3.8.3. Пучки оребренных труб	91	4.1.2. Удельный объем, $p - \bar{V} - T$ данные	149
3.8.4. Тепловой расчет	91	4.1.3. Термодинамические свойства жидкостей и газов	152
3.8.5. Прокачка воздуха вентиляторами	95	4.1.4. Коэффициенты переноса	158
3.8.6. Естественная конвекция воздуха в градирнях	96	4.1.5. Поверхностное натяжение	163
Раздел 3.9. Компактные теплообменники	96	Раздел 4.2. Свойства жидких и газовых смесей	164
3.9.1. Введение	96	4.2.1. Фазовые равновесия смесей	164
3.9.2. Геометрические параметры теплообменников	97	4.2.2. Термодинамические свойства смесей	169
3.9.3. Конфигурация пластинчато-ребристых поверхностей	97	4.2.3. Теплофизические свойства смесей	174
3.9.4. Теплогидравлические характеристики	98	4.2.4. Межфазное натяжение	177
3.9.5. Поверхности при ламинарном режиме течения	99	4.2.5. Коэффициент диффузии	179
3.9.6. Соотношение для расчета теплоотдачи и коэффициентов трения	100	Раздел 4.3. Теплофизические свойства реологически сложных сред	181
3.9.7. Параметры для сравнения эффективности поверхностей	101	4.3.1. Дисперсные композиции	181
3.9.8. Расчеты перепада давления	102	4.3.2. Классификация смазочных материалов	182
3.9.9. Теплообменники с большим числом теплоносителей	103	4.3.3. Масла	183
3.9.10. Конденсация и испарение в пластинчато-ребристых теплообменниках	103	4.3.4. Пластичные смазки	183
Принятые обозначения	104	4.3.5. Смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ)	184
Раздел 3.10. Тепловые трубы	104	4.3.6. Полимеры	184
3.10.1. Введение	104	4.3.7. Ориентированные полимеры	185
3.10.2. Циркуляция и передача теплоты	105	4.3.8. Влияние внешних электрических и магнитных полей	185
3.10.3. Распределение температуры и радиальный тепловой поток	107	Раздел 4.4. Свойства твердых тел	188
3.10.4. Ограничения мощности	108	Введение	188
3.10.5. Выбор рабочей жидкости	108	4.4.1. Плотность твердых тел	188
3.10.6. Характеристики капиллярных структур	109	4.4.2. Теплоемкость твердых тел	189
Принятые обозначения	110	4.4.3. Теплопроводность твердых тел	190
Раздел 3.11. Топки и камеры сгорания	110	4.4.4. Излучательная способность (коэффициенты теплового поглощения) твердых тел	192
3.11.1. Технологические нагреватели и паровые котлы	110	4.4.5. Упругие свойства	196
3.11.2. Теплопередача в топках	110	Раздел 4.5. Таблицы физических свойств	200
3.11.3. Модель перемешанного потока	115	4.5.1. Свойства насыщенных жидкостей и газов	200
3.11.4. Модель стержневого течения	117	4.5.2. Свойства перегретых газов	234
3.11.5. Зонная модель топки	118	4.5.3. Свойства воды	242
Раздел 3.12. Градири	120	4.5.4. Постоянные для бинарных смесей	246
3.12.1. Введение	120	4.5.5. Излучательная способность газов	251
3.12.2. Тепловой расчет градири	121	4.5.6. Теплопроводность твердых тел	253
3.12.3. Градири с естественной тягой	128	4.5.7. Излучательная способность твердых тел	255
3.12.4. Градири с вынужденной тягой	131	4.5.8. Упругие свойства твердых тел	255
3.12.5. Гибридные градири	133	ЧАСТЬ 5	
		МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	
		Предисловие	259
		Раздел 5.1. Основные принципы расчета	259
		5.1.1. Введение	259
		5.1.2. Методы анализа	262
		5.1.3. Кожухи	266

5.1.4. Трубные доски	267	5.3.3. Пластинчато-ребристые теплообменники	303
5.1.5. Трубы	270	5.3.4. Теплообменники других типов	308
5.1.6. Компенсаторы	270		
5.1.7. Фланцы	270	Раздел 5.4. Конструкционные материалы и коррозия	313
5.1.8. Днища, отверстия и патрубки	271	5.4.1. Введение	313
Принятые обозначения	272	5.4.2. Конструкционные материалы	313
Раздел 5.2. Кожухотрубные теплообменники: элементы конструкции	273	5.4.3. Коррозия и другие виды повреждений	317
5.2.1. Введение	273		
5.2.2. Нормы расчета и конструирования	273	Раздел 5.5. Вибрации, вызываемые потоками теплоносителей	321
5.2.3. Типы кожухотрубных теплообменников	274	5.5.1. Введение	321
5.2.4. Типы головок	280	5.5.2. Особенности вибрации в пучках труб	321
5.2.5. Особенности конструирования, связанные с теплообменом	281	5.5.3. Скорости жидкостей в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников	324
5.2.6. Особенности конструирования и изготовления	287	5.5.4. Явления, связанные с вибрациями, вызываемыми потоками	325
Раздел 5.3. Механический расчет: общие типы теплообменников	293	5.5.5. Метод прогнозирования вибрации	327
5.3.1. Механический расчет теплообменников с воздушным охлаждением	293	5.5.6. Усовершенствование конструкций	327
5.3.2. Механический расчет пластинчатых теплообменников	298	Принятые обозначения	328
Принятые обозначения	303	Список литературы	329
		Алфавитно-предметный указатель	345